VISIT…

355.12
Л25

Э. К. ЛАРМАН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОРУДИЙНЫХ СТВОЛОВ И ЗАТВОРОВ

ОБОРОНГИЗ · 1939

ЛАРМАН Э. К.
Военинженер 1-го ранга

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОРУДИЙНЫХ СТВОЛОВ И ЗАТВОРОВ

ГУУЗ'ом НКВ СССР утверждено в качестве учебника для втузов

Цена 5 руб. 30 коп. в пер.

НКАП • СССР
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО ОБОРОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Москва 1939 Ленинград

Редактор *Ф. И. Камышан*
Техн. редактор *А. Н. Савари*

Сдано в набор 17/VII 1939 г. Подписано к печати 1/X 1939 г. Автор. дог. № 409. Инд. 5-2. Тираж 3000. Колич. печ. лист. $10^1/_4$. Учетно-авт. лист. 11,28. Формат бум. $60 \times 92/_{16}$. Уполн. Главл. А-14122. Заказ № 974.

Типография Оборонгиза.
Киев, Крещатик, 42.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

1. Предисловие 5
2. Основные обозначения 7
3. Введение 11

Глава I

Некоторые сведения из курса «Сопротивление материалов»

§ 1. Напряжения в стенке трубы 23
§ 2. Относительные деформации в стенке трубы 27
§ 3. Выражение напряжений и деформаций в функции внешних сил и размеров трубы 28
§ 4. Зависимость между радиальными и тангенциальными напряжениями и соответствующими деформациями 32
§ 5. Различные гипотезы прочности и коэфициент запаса безопасности. 33
§ 6. Исследование выражений для напряжений и деформаций в стенке пилиндрической трубы 36

Глава II

Прочное сопротивление нескрепленного ствола

§ 7. Предел упругого сопротивления нескрепленного ствола по гипотезе максимальных деформаций 40
§ 8. Возрастание предела упругого сопротивления с увеличением наружного диаметра ствола 41

Глава III

Стволы, скрепленные цилиндрами

§ 9. Необходимость скрепления орудийных стволов 44
§ 10. Силы, напряжения и деформации в стенках скрепленного ствола . . 45
§ 11. Определение дополнительных давлений и условия плотного прилегания 46
§ 12. Предел возможного сопротивления скрепленного ствола по тангенциальной и радиальной деформации 48
§ 13. Диаграмма напряжений в стенке скрепленного ствола 52
§ 14. Предел прочного сопротивления скрепленного ствола по наибольшей деформации в зависимости от пределов упругости металла слоев . 55
§ 15. Выбор размеров радиусов слоев при проектировании скрепленных стволов 58
§ 16. Натяжения, с которыми должен надеваться один слой на другой . 61
§ 17. Сжатие канала скрепленного ствола в функции от натяжений и размеров слоев 65
§ 18. Применение полученных зависимостей при проектировании скрепленных стволов 67

Глава IV

Лейнирование орудийных стволов

§ 19. Общие основания устройства стволов со свободным лейнером . . 7
§ 20. Прочное сопротивление ствола со свободным лейнером по тангенциальной деформации 7
§ 21. Растяжение и скручивание свободного лейнера во время выстрела 7

Глава V

Устройство канала ствола

§ 22. Общие сведения об устройстве канала ствола и способах ведения снаряда по каналу 8
§ 23. Выбор крутизны и кривой нареза 8
§ 24. Определение нормального давления на боевую грань нареза . . . 8
§ 25. Профиль и число нарезов 9
§ 26. Ведущий поясок снаряда и прочность полей нарезов 9
§ 27. Устройство гильзы и каморы артиллерийского орудия 10

Глава VI

Графический расчет орудийных стволов

§ 28. Общие основания графического расчета 10
§ 29. Графический расчет нескрепленного ствола по тангенциальной деформации 10
§ 30. Графический расчет скрепленного ствола 11
§ 31. Графический расчет трехслойного скрепленного ствола 11

Глава VII

Расчет орудийных стволов на прочность по гипотезам скольжения и энергии формоизменения

§ 32. Расчет нескрепленного ствола (моноблок) 11
§ 33. Расчет скрепленного ствола 12
§ 34. Сравнительная оценка различных гипотез прочности на основании опытных данных 12

Глава VIII

Проектирование казенников и затворов

§ 35. Устройство и расчет казенников 13
§ 36. Общие основания устройства затворов артиллерийских орудий . . . 13
§ 37. Расчет клиновых затворов 14
§ 38. Расчет поршневых затворов 14
§ 39. Устройство обтюратора типа Банжа 15

Заключение 15
Приложения . . . . . 158а—16

ПРЕДИСЛОВИЕ

В шестидесятых годах прошлого столетия наш русский артиллерист академик А. В. Гадолин первый обратил вниманне на необходимость руководствоваться при проектировании орудийных стволов началами теории упругости. В своих трудах „Сопротивление стен орудий давлению пороховых газов при выстреле" и „Теорня орудий, скрепленных обручами" Гадолин дал весьма простой вывод формулы Лямэ и других, более точных; он же первый установил теорию расчета скрепленных орудийных стволов.

Поэтому русские артиллеристы вправе с гордостью считать А. В. Гадолина основоположником современной теорин сопротивления орудийных стволов. Огромное значение этих трудов весьма ярко обрисовано в предисловии Terssen'a к переводу статей Гадолина, помещенному в „Révue de Technologie Militaire" за 1863 г., т. VIII. Эти работы, выясняющие значенне скрепления и правнла производства самого скрепления, дали возможность создавать стволы, обладающие высоким пределом упругого сопротивления, и открыли путь к дальнейшему повышению мощности и дальнобойности артиллерийскнх орудий. Следующим капитальным трудом по проектированню орудийных стволов был труд проф. А. Брнпк, изданный в 1901 г.

Среди современной лнтературы, как отечественной, так и иностранной, по вопросам проектирования орудийных стволов и затворов наиболее капитальным является труд проф. Артиллерийской ордена Ленина академии РККА, доктора технических наук дивинженера Н. Ф. Дроздова „Сопротнвление артиллерийских орудий н их устройство", состоящий нз трех частей и за последнее время выдержавшнй два издания. В этом труде полностью даны теоретические основания теорни расчета орудийных стволов по гипотезам максимальных деформаций и скольжения для разлнчных способов устройства стенок орудийных стволов.

Вопросы живучести орудийных стволов также достаточно полно отражены в нашей артиллерийской литературе, среди которой нельзя не отметнть труд проф. Артиллерийской ордена Ленина академии РККА военинженера 1-го ранга А. Ф. Головина, посвященный как теоретическим, так и экспериментальным исследованиям явления износа орудийных стволов.

Настоящий труд предназначается в качестве учебного пособия и не претендует на оригинальность. Излагаемый матернал

мы стремились дать в определенной последовательности и простым языком, чтобы облегчить читателю усвоение рассматриваемых вопросов. При составлении книги мы, безусловно, использовали богатый материал из вышеперечисленных трудов, а также доступный материал из иностранной литературы.

В основу вывода расчетных формул для проектирования орудийных стволов нами положена гипотеза максимальных деформаций, так как эта гипотеза прочности в настоящий момент находит преимущественное применение в артиллерийской практике не только в артиллерии РККА, но и за границей. Однако в специальной главе мы сочли необходимым рассмотреть вопросы расчета стволов на прочность по гипотезе скольжения и энергии формоизменения и там же дать краткую сравнительную оценку этим гипотезам прочности применительно к условиям работы ствола во время выстрела.

Об автофретаже орудийных стволов в настоящей работе даны лишь общие понятия без каких-либо теоретических исследований.

В работе отражены также вопросы, связанные с устройством канала ствола и затворов.

Возможно, читатели найдут в работе ряд недостатков, указания на которые мы примем с благодарностью.

Пользуясь случаем, выражаю свою искреннюю благодарность профессору, доктору технических наук дивинженеру т. А. А. Благонравову и профессору, доктору технических наук дивинженеру Н. Ф. Дроздову за ценные указания и помощь, которые я получал от них как во время совместной работы в Артиллерийской ордена Ленина академии РККА, так и в процессе выполнения настоящей работы.

Военинженер 1-го ранга
Э. К. ЛАРМАН

МОСКВА, 1939 г.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ,

принятые по курсу „Проектирование орудийных стволов"

Обозначение	Наименование	Примечание
E	Модуль упругости (модуль Юнга)	ОСТ 2582
G	Модуль сдвига	»
σ_b	Времеиное сопротивление	»
σ_e	Предел упругости	»
σ_p	Предел пропорциональности	»
σ_s	Предел текучести	»
R_z	Допускаемое напряжение на простос растяжение	»
R_d	Допускаемое напряжение на простое сжатие	»
R_b	Допускаемое напряжение на изгиб	»
R_s	Допускаемое напряжение на сдвиг	»
I_{net}	Момент инерции поперечного сечения ствола за вычетом сечения канала ствола	»
μ	Коэфициент Пуассона (отношение поперечной относительной деформации к продольной)	»
p	Давление	»
p_1	Давление пороховых газов в канале ствола в рассматриваемом сечении	
n	Коэфициент запаса прочности	»
P_1	Предел прочного сопротивления ствола в рассматриваемом сечении $$P_1 = np_1$$	
P_i'	Давления, произведенные скреплением между скрепляющими слоями	
P_i''	Давления дополнительные, возникающие между слоями в результате действия давления P_1 в канале ствола	
p_i''	Давления дополнительные, возникающие между слоями в скрепленном стволе в результате действия в канале давления p_1	
p_i	Действительные, или равнодействующие, давления между слоями: $$P_i = P_i'' + P_i'$$	
d	Калибр орудия	
r_1	Полукалибр $$r_1 = \frac{d}{2}$$	
r_i	Радиусы трубы и скрепляющих оболочек	

Обозначение	Наименование	Примечание
i	Радиус, на котором имеется зазор (наружный радиус лейнера или свободной трубы)	
σ	Нормальные напряжения	ОСТ 2582
σ_x	Радиальные напряжения в стенке трубы	
σ_{x_i}	Радиальные напряжения между слоями, произведенные скреплением	
σ''_{x_i}	Радиальные напряжения дополнительные, возникающие между слоями в результате действия в канале ствола давления P_1	
σ_{xi}	Радиальные напряжения действительные: $$\sigma_{x_i} = \sigma'_{x_i} + \sigma''_{x_i}$$	
σ_y	Тангенциальные напряжения или напряжения в направлении касательной	
σ'_{y_i}	Тангенциальные напряжения между слоями, произведенные скреплением	
σ''_{y_i}	Тангенциальные напряжения, дополнительные между слоями, вызванные в результате действия в канале ствола давления P_1	
σ_{y_i}	Тангенциальные напряжения действительные между слоями: $$\sigma_{y_i} = \sigma'_{y_i} + \sigma''_{y_i}$$	
σ_z	Осевые напряжения	
ε	Относительные деформации	ОСТ 2582
ε_x	Относительные радиальные деформации	
ε_{x_i}	Относительные радиальные деформации, вызванные скреплением	
ε''_{x_i}	Относительные радиальные деформации дополнительные, возникающие в результате действия в канале ствола давления P_1	
ε_{x_i}	Относительные радиальные деформации действительные: $$\varepsilon_{x_i} = \varepsilon'_{x_i} + \varepsilon''_{x_i}$$	
ε_y	Относительные тангенциальные деформации	
ε'_{y_i}	Относительные тангенциальные деформации, вызванные скреплением	
ε''_{y_i}	Относительные тангенциальные деформации дополнительные, возникающие в результате действия в канале ствола давления P_1	
ε_{y_i}	Относительные тангенциальные деформации действительные: $$\varepsilon_{y_i} = \varepsilon'_{y_i} + \varepsilon''_{y_i}$$	
ε_z	Относительные осевые деформации	
q	Абсолютное натяжение при надевании слоев	
T_1	Тангенциальное напряжение сжатия на внутренней поверхности канала ствола	

Обозначение	Наименование	Примечание
Δ_i	Толщина слоя	
γ_i	Относительное натяжение $$\gamma_i = \frac{q_i}{2r_i}$$	
Q_c	Вес ствола	
x_c	Расстояние от казенного среза до центра тяжести, отсчитываемое в направлении оси канала ствола	
y_c	Расстояние от оси канала ствола до центра тяжести	
α_c	Коэфициент использования металла ствола: $$\alpha_c = \frac{E_0}{Q_c}$$ Примечание. Индекс „i"—порядковый номер радиусов. В стволе, состоящем из n слоев, он может меняться от 1 до $n+1$	

ВВЕДЕНИЕ

Ствол всякого огнестрельного оружия, в том числе и артиллерийского орудия, должен обеспечить надлежащие балистические данные артиллерийской системы, полученные, исходя из тактико-технического задания, на основании решения задачи внутренней балистики. Для того чтобы ствол удовлетворял требованиям балистики, необходимо, чтобы снаряд определенного веса выбрасывался из него с определенной начальной скоростью и имел необходимое вращательное движение, обеспечивающее устойчивость его в полете. Крутизна нарезки у дула, объем зарядной каморы и длина пути снаряда по каналу являются отправными данными при проектировании ствола. Соответственно кривой давления проектируется такое устройство стенок ствола, которое обеспечивает его прочность во всех отношениях.

На фиг. 1 схематически представлен продольный разрез ствола артиллерийского орудия. Ствол представляет собой металлическую трубу, закрытую с одного конца затвором. Внутренняя полость его, называемая каналом, может быть разделена на следующие части: A — нарезная часть, B — соединительный конус и C — камора, или патронник. В стволах стрелкового оружия соединительный конус носит название пульного входа. В артиллерийских орудиях с раздельным заряжанием в поверхность соединительного конуса упирается ведущий поясок снаряда. В орудиях с патронным заряжанием последний несколько не доходит до поверхности конуса.

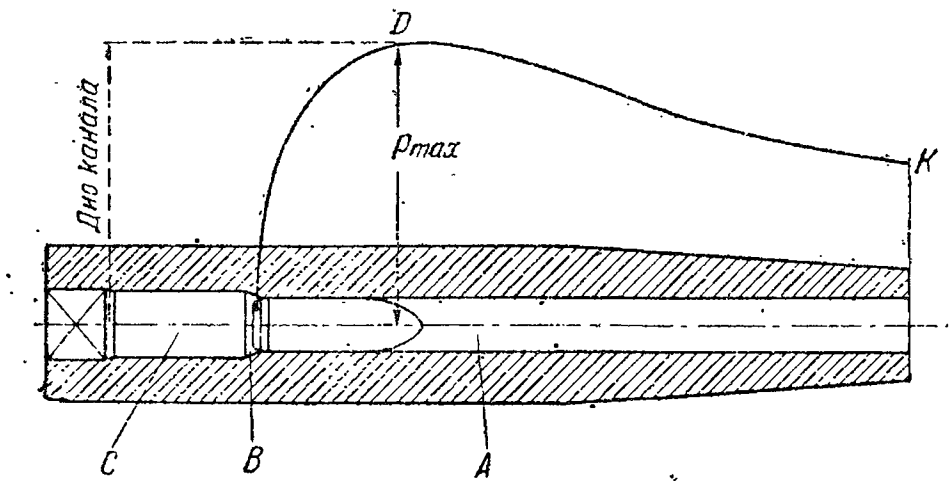
Та часть ствола, в которой помещается затвор, называется казенной частью, а передний открытый конец ствола — дулом. В стрелковом оружии ствол при помощи винтовой нарезки иногда соединяется со ствольной коробкой, в которой помещается затвор. В этом случае навинтованный конец ствола носит название пенька ствола.

На фиг. 1 кривая BDK показывает характер изменения давления пороховых газов при движении снаряда по каналу ствола. Очевидно, что все сечения ствола, расположенные за ординатой, представляющей максимальное давление p_m по направлению к дулу, во время выстрела будут подвергнуты давлениям тем меньшим, чем дальше они отстоят от места максимального дав-

ления. Сечения же ствола от ординаты p_m к казенному срезу будут подвергнуты давлению p_m. Исходя из этого, толщина стенок ствола в дульной части делается тоньше, чем в казенной.

До середины XIX в. орудийные стволы заряжались с дула. В Англии заряжание с дула тяжелых морских пушек применялось вплоть до 1880 г. Вначале стволы имели гладкий канал, а позднее нарезной — для стрельбы продолговатыми снарядами с выступами.

Переход к способу заряжания с казны стал возможен только тогда, когда технически была разрешена надежная обтюрация затворов от прорыва пороховых газов. Вначале эта проблема была разрешена при помощи применения обтюрирующих колец Брэдуэлла, а в дальнейшем с применением пластического обтюратора Банжа и патронной гильзы.



Фиг. 1.

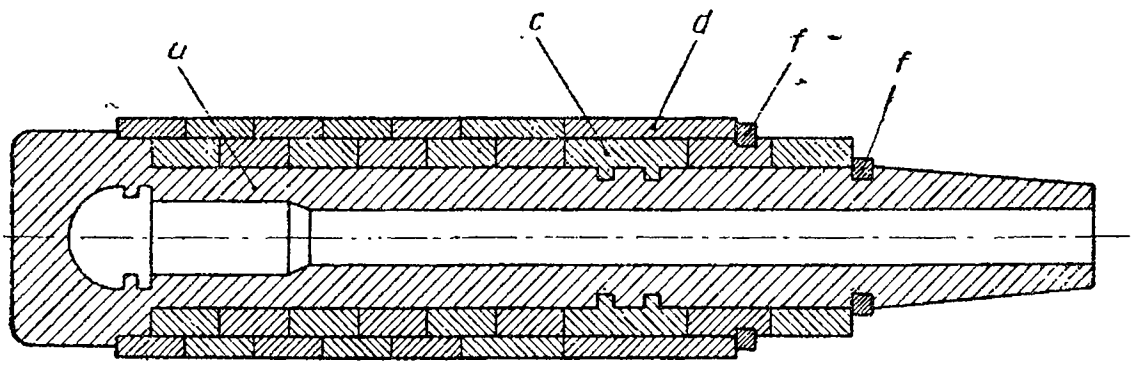
В старинных орудиях в качестве материала применялось сварочное железо, а затем колокольная бронза. В то время технологией вопрос глубокого сверления еще не был разработан, а поэтому железные стволы получались путем сварки продольно уложенных вокруг сердечника полос, стянутых поперечными кольцами. Бронзовые стволы получались отливкой из колокольной бронзы с высоким содержанием олова и свинца. Недостатком такой бронзы как материала для орудийных стволов были низкие механические свойства: предел упругости и сопротивление разрыву, а поэтому для повышения прочности ствола казенная часть его стягивалась железными кольцами.

С изобретением в конце XIX столетия бездымного пороха мощность артиллерийских орудий сильно повысилась. Это выдвинуло более повышенные требования как к самой конструкции ствола, так и к материалам, идущим на его изготовление. Первые опыты применения стали для изготовления орудийных стволов относятся к шестидесятым годам XIX столетия, а в девяностых годах начали применять никелевую и хромоникелевую стали, обладающие особенно благоприятным сочетанием свойств прочности и вязкости.

Стволы современных артиллерийских орудий изготовляются преимущественно из легированных сталей с высокими механическими свойствами. Эти стали позволяют делать орудийные стволы, обладающие не только прочностью, но и определенной живучестью.

По характеру устройства стенок стволы современных орудий можно подразделить на нескрепленные (простая труба) и искусственно скрепленные.

Простые нескрепленные стволы находят применение в стрелковом оружии, минометах и маломощных артиллерийских орудиях, преимущественно мелкокалиберных. Нескрепленный ствол (моноблок) изготовляется из одной заготовки и не имеет в стенках каких-либо внутренних напряжений, созданных искусственно, за исключением тех, которые могли возникнуть при его термической обработке.



Фиг. 2.

На фиг. 1 схематически показан продольный разрез подобного рода ствола.

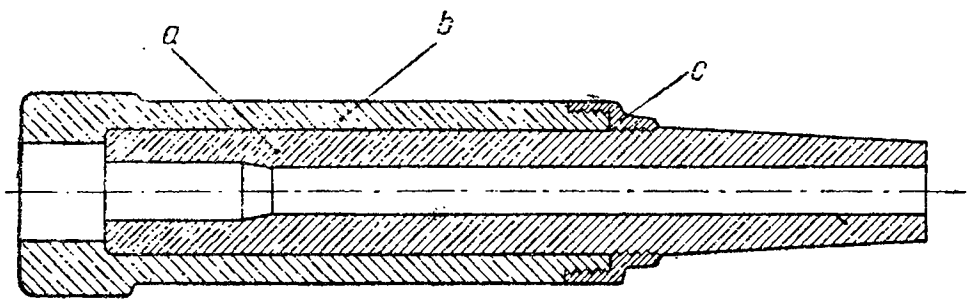
Скрепленным стволом называется такой, в стенках которого еще до выстрела искусственно созданы напряжения, повышающие его прочность. Искусственно скрепленные стволы в основном состоят из нескольких простых цилиндров различной длины, надетых друг на друга с натяжением, в результате чего внутренняя труба еще до выстрела оказывается сжатой, а скрепляющие цилиндры несколько растянутыми.

Наиболее старым способом скрепления является способ скрепления кольцами.

Этот способ (фиг. 2) заключается в том, что на трубу *a* с натяжениями надевают один или несколько рядов колец таким образом, чтобы стыки нижнего слоя колец перекрывались кольцами верхнего. Для устранения возможности смещения скрепляющих колец вдоль трубы они укрепляются разрезным кольцом *c* и упорным кольцом *f*. На разрезное кольцо обыкновенно надевается перекрывающее кольцо *d*. Недостатками этого способа скрепления является то, что, во-первых, скрепляющие кольца не участвуют в сопротивлении поперечному разрыву, так как затвор помещается во внутренней трубе, и, во-вторых,

кольца не препятствуют прогибу ствола от его собственного веса. Вследствие этих двух обстоятельств способ скрепления кольцами никогда в чистом виде не применялся.

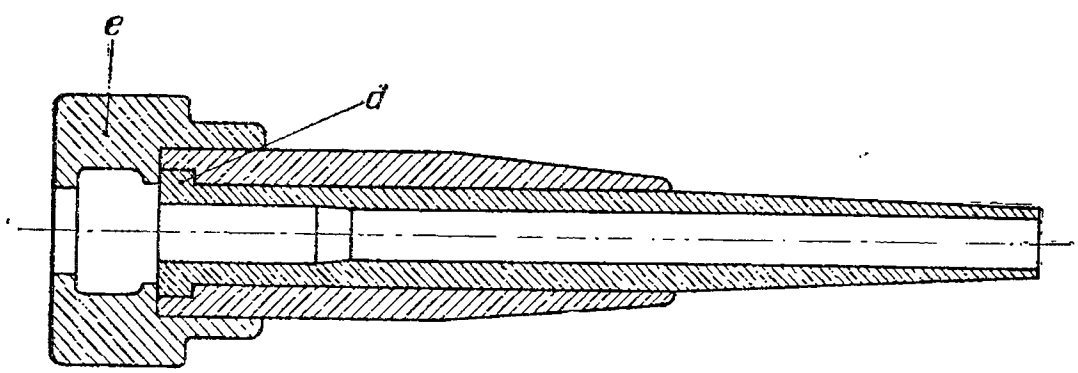
Самый распространенный способ скрепления стволов заключается в том, что ствол делается из нескольких слоев, которые надеваются, подобно кольцам, один на другой с известным натяжением. Вследствие этого каждый слой обжимает с наружной



Фиг. 3.

поверхности лежащий под ним слой. В этих стволах внутренний слой называется трубой, а прочие — скрепляющими оболочками или цилиндрами.

Наружный слой называется кожухом. В полевой артиллерии чаще всего встречаются стволы двух- или трехслойные. В морской



Фиг. 4.

и береговой артиллерии у скрепленных стволов число скрепляющих слоев доходит до шести.

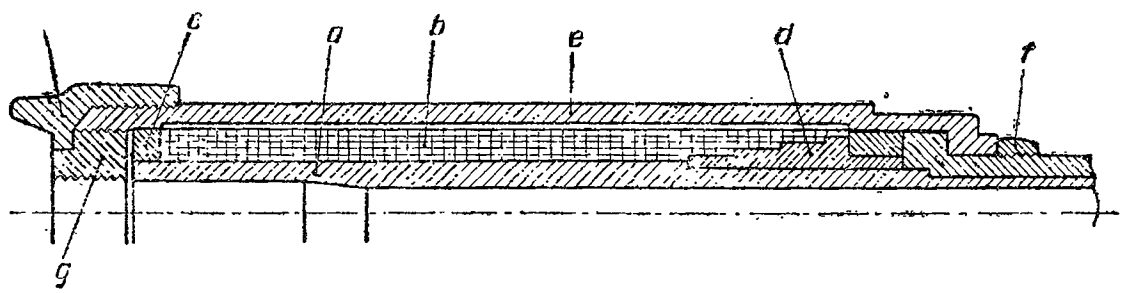
На фиг. 3 представлен продольный разрез двухслойного ствола. На внутреннюю трубу *a* с натяжением надет кожух *b*. Для предотвращения вылезания трубы из кожуха труба соединена с ним навинтным кольцом *c*. Затвор помещается в кожухе, и поэтому труба в поперечном сопротивлении отрыву казенной части не участвует.

На фиг. 4 показана другая конструкция ствола. В этой конструкции вылезание трубы в направлении к дулу задерживает кольцевой уступ *d*, а вылезание назад предотвращается упором части торца трубы в навинтной казенник *e*. Наличие отдельного навинтного казенника имеет еще то преимущество, что в

случае порчи ствола казенник с затвором может быть использован для другого ствола. Вследствие этого навинтные казенники в новейших конструкциях артиллерийских орудий получили преимущественное применение.

Процесс скрепления состонт в следующем. Труба и кожух изготовляются так, чтобы наружный диаметр трубы $d_н$ был на некоторую величину больше, чем внутренний диаметр кожуха $d_в$. Эта разность $q = d_н - d_в$ называется абсолютным натяжением. Для того чтобы надеть кожух на трубу, его нагревают до определенной температуры, вследствие чего он расширяется и свободно надевается на трубу. После охлаждения кожух, стремясь принять свои прежние размеры, обжимает трубу, чем и достигается скрепление.

Скрепляющие слои могут также представлять несколько рядов навитой на трубу проволоки прямоугольного сечения. Такой способ скрепления еще недавно применялся в английских орудиях морской артиллерии. При применении для этой цели нескольких



Фиг. 5.

рядов стальной проволоки с высокими механическими качествами (с временным сопротивлением около 25 000 *кг/см*^{2} и с пределом текучести, близким к нему) удавалось снизить наружный диаметр ствола. Вследствие этого стволы, скрепленные проволокой, получались легче, чем скрепленные цилиндрами. Это создавало способу скрепления проволокой особые преимущества для орудий крупных калибров. Напряжения, которые создавались в трубе скрепляющими цилиндрами вследствие надевания одного слоя на другой с натяжением, при скреплении проволокой создаются тем, что проволока навивается на трубу тоже с определенным переменным или постоянным натяжением.

На фиг. 5. показан участок стенки ствола, скрепленного проволокой по способу, предложенному Лондгриджем в Англии. На трубу *a* навито с натяжением несколько рядов стальной проволоки *b*. Концы проволоки в казенной части закреплены в навинченном на трубу кольце *c*, а в дульной в кольце *d*. Над участком ствола, скрепленного проволокой, надета оболочка *e*, которая спереди связывается со скрепляющими дульную часть ствола слоями зацепом. Между наружным слоем проволоки и внутренней поверхностью оболочки оставлен кольцевой зазор и поэтому оболочка в сопротивлении продольному разрыву участия

не принимает. Для того чтобы оболочка не могла сползать к дулу, поставлено навинтное упорное кольцо *f*. Гнездо затвора сделано в казеннике *g*, ввинченном в оболочку и подпертом кольцом *k*, навинченным на оболочку. Подобное устройство казенника дает разделение сопротивления в области затвора и освобождает трубу от работы на растяжение, в то время как сам казенник не работает в поперечном направлении. Однако практика показала, что применение подобного разделения напряжений при изготовлении стволов, скрепленных проволокой, приводит к утяжелению последних, чем снижаются преимущества стволов, скрепленных проволокой, о которых было сказано выше.

Кроме всего сказанного, проволочные слои не обеспечивают также и достаточной продольной жесткости ствола и поэтому не оказывают должного сопротивления прогибу и вибрации последнего.

Всякий орудийный ствол прогибается от собственного веса, тем больше, чем меньше продольная жесткость. Кроме того односторонний нагрев ствола, например от солнечных лучей также увеличивает прогиб, полученный им от собственного веса. Вследствие большого прогиба увеличивается вибрация ствола и ухудшается меткость артиллерийского орудия.

Табл. 1 показывает, насколько ствол, скрепленный проволокой, уступает стволу, скрепленному цилиндром[1], в отношении прогиба.

Таблица 1

	30,5-*см* ствол $L/_{50}$, скрепленный проволокой	30,5-*см* ствол $L/_{5}$ скрепленный цилиндром
1. Прогиб ствола у дула без температурных влияний	4,45′	2,35′
2. Прогиб ствола у дула при наибольшем нагреве:		
верхней части	7′	5′
нижней части	2′	Менее 1′
3. Вибрация ствола у дула:		
а) период колебания	0,007633″	0,00687″
б) число колебаний в секунду . .	131,1	145,5
в) наибольшая скорость колебания, направленная вверх . . .	3,66 *м/сек*	2,134 *м/сек*

Из табл. 1 видно, что уменьшение веса в проволочных орудиях достигается за счет ухудшения качеств, влияющих на меткость.

Германский флот, вооруженный исключительно орудиями с скрепленными цилиндрами, в бою при Скагераке в империалист

[1] Более подробно см. работы: Bravetta, Rivista di Artigliera genio, ма 1912 г. и H. J. Jones, Engineering 31/XII 1910 г.

ческую войну показал превосходство в меткости по сравнении с английскими орудиями, скрепленными проволокой.

Кроме этого в литературе имеются указания, что стволы с проволочным скреплением обладают несколько пониженной живучестью по сравнению со стволами, скрепленными цилиндрами. Причиной этого является наличие большого числа поверхностей раздела между слоями, чем понижается теплопроводность стенок ствола, а следовательно, и его живучесть.

Мы более подробно здесь остановились на стволах, скрепленных проволокой, для того чтобы к ним больше не возвращаться, так как этот способ скрепления вряд ли найдет применение в современных артиллерийских орудиях по высказанным выше соображениям.

Наиболее новым способом скрепления орудийных стволов является так называемое самоскрепление, или автофретаж. Известно, что если к бруску, сделанному из определенного материала, при простом растяжении приложить нагрузку, несколько превышающую предел текучести, то после разгрузки предел текучести повышается. Подобное явление называется упрочнением или наклепом, причем это упрочнение следует понимать, как повышение сопротивляемости материала деформированию, а не как упрочнение материала в смысле повышения сопротивляемости разрушению.

Если взять трубу и подвергнуть ее внутреннему давлению, несколько превосходящему ее упругое сопротивление, то внутренний слой металла получит упрочнение или наклеп и, кроме того, после удаления внутреннего давления в стенках трубы возникнут сжимающие напряжения, т. е. будет достигнуто такое напряженное состояние, которое соответствует трубе, состоящей из бесконечно большого числа слоев, надетых друг на друга с натяжением.

Наклеп и напряжения, созданные в стенке трубы, являются теми факторами, которые увеличивают прочность автофретированного ствола.

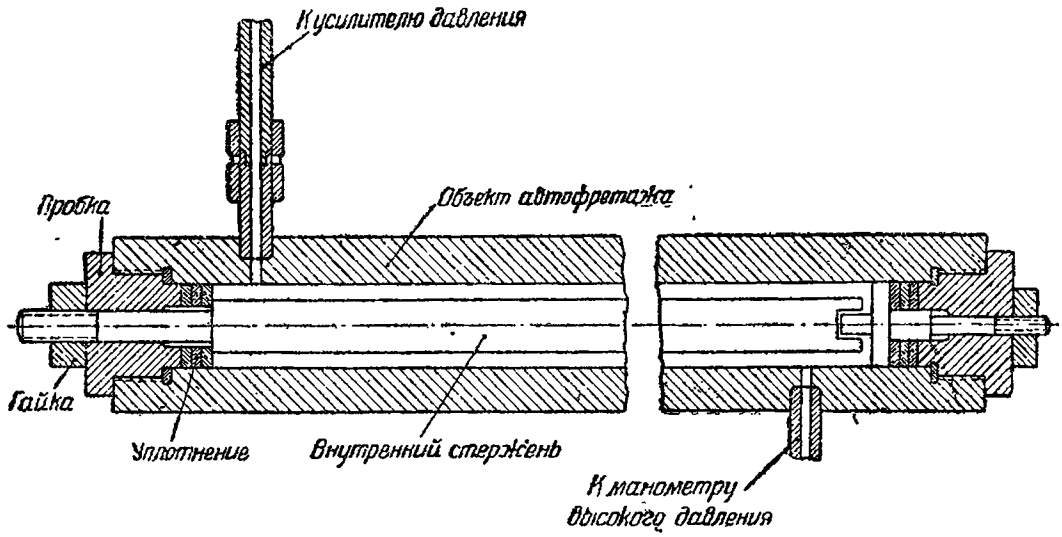
Попытки осуществления этой мысли делались уже давно. Так, например, в восьмидесятых годах прошлого столетия в австрийской артиллерии применялась холодная обработка сталебронзовых стволов при помощи протягивания сквозь канал стального пуансона, чем создавалось упрочнение внутренних слоев металла. В настоящее время (патент выдан в 1903 г. в Америке) автофретаж орудийных стволов производится при помощи гидравлического давления.

Процесс автофретажа орудийного ствола вкратце сводится к следующему (см. фиг. 5а). Берется заготовка ствола в виде моноблока и устанавливается на специальной автофретажной установке. Затем она подвергается воздействию внутреннего гидравлического давления. После некоторой выдержки при максимальном давлении последнее снимается и заготовка поступает на стабилизацию, т. е. на термическую обработку, которая заключается в нагреве

и выдержке моноблока при температуре около 400—500° с последующим охлаждением на воздухе.

Обработанный таким образом моноблок поступает на чистовую обработку под ствол.

Преимущества изготовления стволов из моноблоков способом автофретажа перед стволами, скрепленными обычным спо-



Фиг. 5а.

собом, при условии одинаковых первоначальных механических свойств металла и при одинаковых размерах ствола, заключаются в следующем:

а) Получается значительная экономия в металле, что видно из данных для некоторых заграничных орудий, представленных в табл. 2.

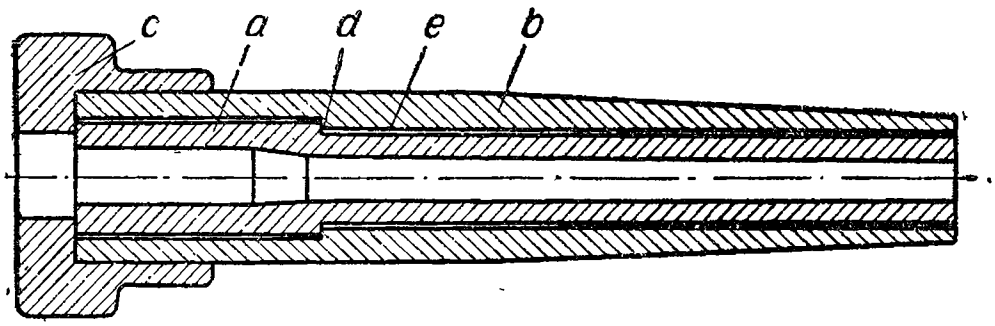
Таблица 2

Тип ствола	Артиллерийская система	Вес исходного металла в *кг*	Вес готового ствола в *кг*	Экономия металла в %
Скрепленный кожухом	75-*мм* пушка образца 1897 г.	2300	460	147
Автофретированный		1625		
Скрепленный кожухом	155-*мм* пушка образца 1917 г.	14 500	3285	61
Автофретированный		12 500		
Скрепленный кожухом	220-*мм* пушка образца 1917 г.	31 150	6855	125
Автофретированный		22 600		

б) Отпадают весьма трудоемкие процессы обработки поверхностей под скрепление, чем ускоряется и удешевляется производство орудийных стволов.

Эти оба указанные преимущества являются весьма существенными во время войны, когда орудия должны изготовляться в больших количествах. Вопрос о том, как влияет автофретаж на живучесть ствола, пока остается невыясненным. Однако есть основания полагать, что при правильном проведении процесса автофретажа живучесть не может значительно понизиться, и поэтому означенный способ скрепления орудийных стволов заслуживает безусловного внимания.

Для более полного рассмотрения вопроса устройства современных орудийных стволов следует еще сказать о стволах со свободным лейнером и о стволах разборных.



Фиг. 6.

Свободным лейнером называется тонкостенная труба, вставляемая в ствол с зазором. Наличие зазора обеспечивает вынимание лейнера непосредственно на огневой позиции во время перерыва в стрельбе.

На фиг. 6 схематически представлен разрез ствола со свободным лейнером. В оболочку *b* вставлен лейнер *a*. Между лейнером и оболочкой имеется зазор *e*. От продвижения вперед лейнер удерживается кольцевым упором *d*, а от выпадения назад удерживается казенником *c*, навинченным на оболочку. Во время выстрела под действием пороховых газов в канале ствола лейнер будет расширяться, пока не выберется зазор между оболочкой, после этого оболочка также примет участие в сопротивлении продольному разрыву.

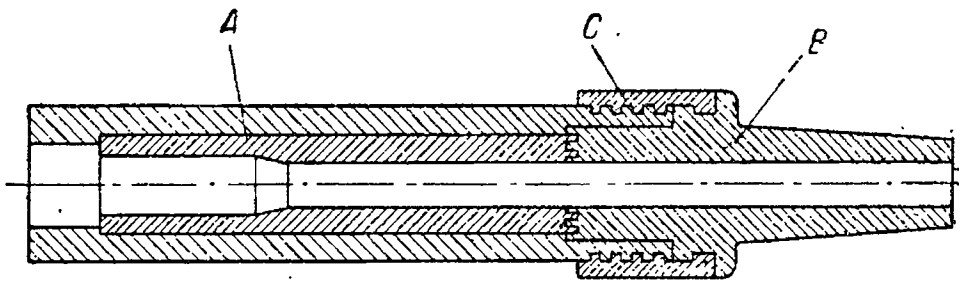
После выстрела и охлаждения ствола лейнер занимает свое первоначальное положение, и между ним и оболочкой устанавливается первоначальный зазор.

Каналы стволов артиллерийских орудий подвержены разгару и износу, вызывающим падение начальной скорости и меткости орудия. При конструкции ствола со свободным лейнером нет надобности после износа отправлять орудие с фронта в тыл для перестволения, так как при наличии запасного лейнера перестволение производится непосредственно на огневой позиции. Для выполнения операции перестволения следует свинтить казенник

и заменить изношенный лейнер новым. В полевых орудиях среднего калибра замена лейнера занимает около 30 мин.

Пехотные и горные орудия для удобства переноски и перевозки по сильно пересеченной местности делаются разборными. При достаточно мощных орудиях веса их стволов оказываются выше допустимого веса вьюка. Поэтому явилась необходимость делать для подобного рода орудий стволы разборными.

На фиг. 7 представлен схематический продольный разрез разборного ствола 94-*мм* английской пехотной гаубицы, составленный по длине из двух частей. Казенная часть *A* скреплена кожухом и весит 94 *кг*, дульная *B* весом 96 *кг* скрепления не имеет. Соединяемые части на торцах имеют конические кольцевые выступы, чередующиеся с пазами, которые при соединении



Фиг. 7.

обеих частей входят один в другой; этим устраняется прорыв пороховых газов в месте соединения. Прочное и плотное соединение обеих частей достигается стяжным кольцом *C*, которое на внутренней поверхности имеет нарезку, соответствующую нарезке на кожухе. Стяжное кольцо установлено на дульной части так, что может вращаться без продольного перемещения, а поэтому при его вращении обе части плотно притягиваются друг к другу. Несмотря на удобство такого устройства ствола, все же оно может найти применение только для маломощных орудий. Подобного рода соединение не гарантирует полностью от прорыва газов, а в более мощных орудиях разгар и прорыв газов в месте соединения неизбежны.

Заканчивая общий обзор устройства современных стволов и основных требований к ним; следует заметить, что при проектировании их необходимо иметь в виду, что ствол является одним из агрегатов артиллерийской системы, а поэтому конструктивная разработка его должна быть направлена к тому, чтобы система в целом была рационально устроена. В этом отношении одними из основных моментов, которые необходимо учитывать при проектировании ствола, является вес и расположение центра тяжести. Особое значение эти характеристики конструкции ствола приобретают при проектировании полевых артиллерийских систем, где всегда приходится сталкиваться с противоречивыми требованиями в отношении могущества и подвижности системы.

Вес полевой артиллерийской системы, вообще говоря, зависит не только от могущества, характеризуемого дульной энер-

гией, но и от ряда других требований, определяющих устройство лафета. Например: угла возвышения, угла горизонтальной наводки, наличия уравновешивающего механизма, наличия подрессоривания, качества материала, идущего на изготовление, и т. д. Однако при всех прочих равных условиях вес артиллерийской системы зависит лишь от дульной энергии:

$$E_0 = \frac{qv_0^2}{2g},$$

где q — вес снаряда;
v_0 — начальная скорость;
g — ускорение силы тяжести.

Поэтому издавна конструкторами для суждения о рациональном устройстве системы применяется так называемый коэфициент использования металла:

$$\alpha = \frac{E_0}{Q_б},$$

где $Q_б$ — вес системы в боевом положении.

Коэфициент использования металла характеризует и указывает степень использования каждого килограмма веса системы, и чем он больше, тем лучше в данной системе разрешено противоречие между могуществом и подвижностью.

Второй величиной, позволяющей судить о рациональности конструкции полевой артиллерийской системы, является отношение веса откатных частей к весу системы в боевом положении, т. е.

$$\xi = \frac{Q_{от}}{Q_б}.$$

Величина ξ называется коэфициентом распределения масс артиллерийской системы.

Артиллерийский инж. Ф. Ф. Лендер[1], исследуя вопрос о различных характеристиках артиллерийской системы, показал, что при прочих равных условиях:

1) коэфициент использования металла α возрастает с калибром в степени ниже первой;

2) коэфициент распределения масс ξ является слабо возрастающей функцией калибра;

3) коэфициент использования металла α тем больше, чем больше коэфициент распределения масс ξ, т. е. чем больше вес откатных частей.

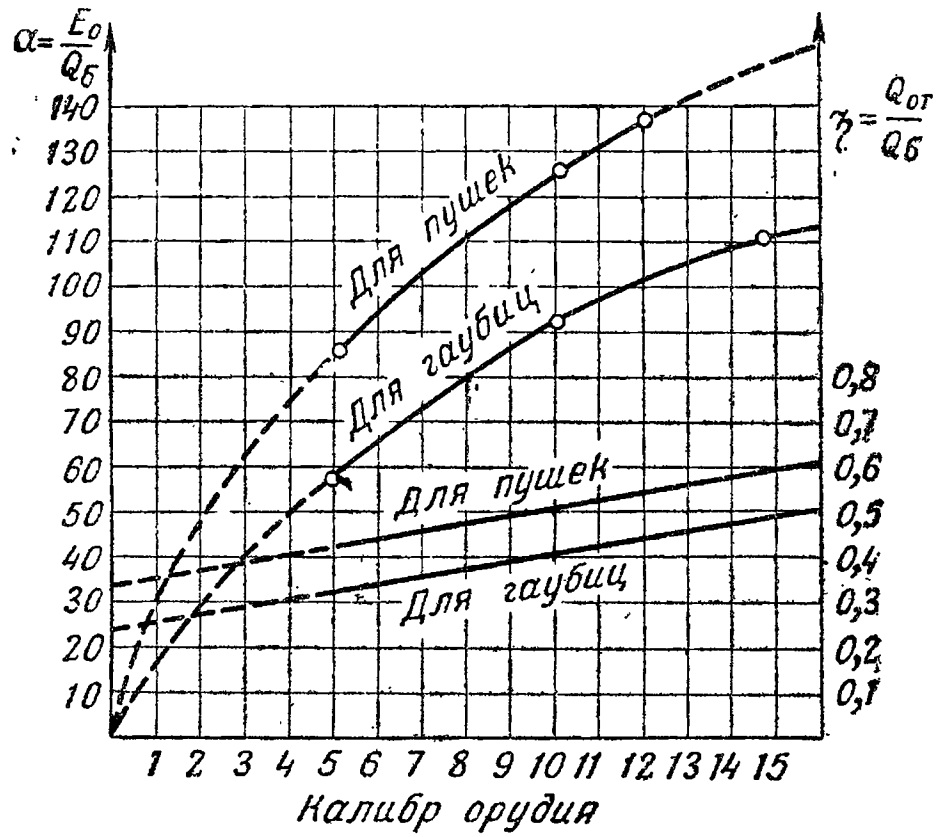
Вес откатных частей в основном зависит от веса ствола, поэтому становится очевидным, что, стремясь уменьшить вес артиллерийской системы в целом, вовсе не следует ствол делать наиболее легким. Изменяя соотношение веса откатных частей и веса лафета,

[1] Ф. Ф. Лендер, Теоретические основания проектирования артиллерийской системы на колесном лафете. Изд. Артиллерийской академии, 1929 г.

в каждом отдельном случае можно получить наиболее выгодное сочетание могущества и веса артиллерийской системы.

На фиг. 8 приведен график, показывающий зависимость коэфициентов α и ξ от калибра, составленный на основе обследования артиллерийских орудий периода империалистической войны.

Что касается расположения центра тяжести ствола, то при проектировании ствола необходимо стремиться к тому, чтобы центр тяжести был возможно ближе к казенной части. В этом случае значительно облегчается уравновешивание качающейся части и дается большая свобода для выбора надлежащей длины отката при максимальных углах возвышения.



Фиг. 8.

Стремление отнести центр тяжести ближе к казенной части у орудия с длинным стволом может привести к тому, что стенки в дульной части окажутся тонкими и снизят продольную жесткость ствола. Это снизит меткость орудия.

Рекомендуется переносить центр тяжести ближе к казенному срезу за счет ностановки массивного казенника.

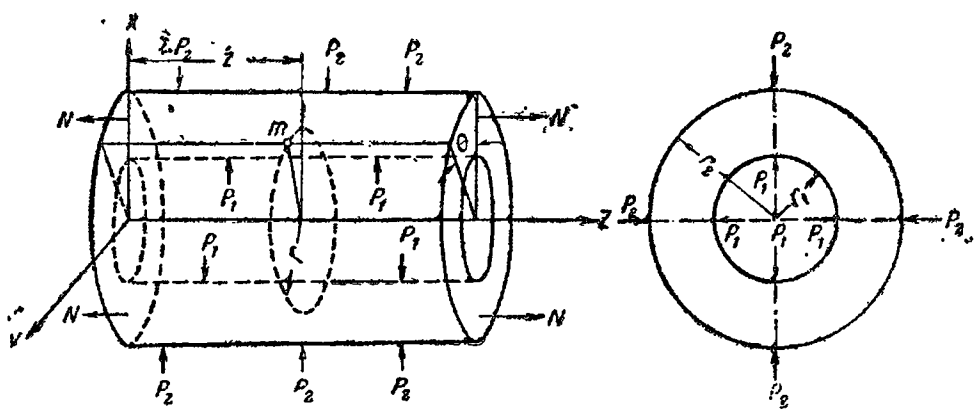
Ствол является основным агрегатом артиллерийской системы. От его устройства в значительной степени зависят боевые качества артиллерийской системы. Поэтому при проектировании и изготовлении ствола должны быть приняты все зависящие от конструктора меры, чтобы обеспечить максимальную его живучесть и наиболее эффективную стрельбу.

Глава I

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ КУРСА „СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ"

1. НАПРЯЖЕНИЯ В СТЕНКЕ ТРУБЫ

Прежде чем приступить к непосредственному изучению вопроса о расчете на прочность стенок орудийного ствола, рассмотрим напряжения, которые возникают в стенке цилиндрической трубы (см. фиг. 9) с внутренним радиусом r_1, наружным r_2, подвергнутой на единицу поверхности внутреннему и наружному давлениям P_1 и P_2, равномерно распределенным по всей ее длине,



Фиг. 9.

и, кроме того, усилию N на единицу поверхности, равномерно распределенному по всей площади обоих оснований трубы. Вопрос этот рассматривается в курсах „Теории упругости и сопротивления материалов" и обычно носит название задачи Лямэ (Lamê). Все выводы по этому вопросу производятся при следующих допущениях:

а) труба имеет цилиндрическую форму;

б) материал трубы однороден и изотропен;

в) давления нормальны к поверхностям трубы и равномерно распределены по поверхностям;

г) труба до и после деформации имеет цилиндрическую форму, и всякое сечение остается плоским;

д) частицы под действием внешних сил находятся в равновесии.

Поскольку выведенные при указанных допущениях зависимости в дальнейшем будут применены для расчета на прочность

орудийных стволов, то следует указать, что явления, происходящие в стенках ствола во время выстрела, не вполне соответствуют этим допущениям.

В стенках орудийного ствола во время выстрела нет равновесия частиц. Давление пороховых газов изменяется в больших пределах в весьма короткий промежуток времени; частицы не могут притти в равновесие, а будут колебаться около центров, положение которых обусловливается статическим действием давления в каждой точке поверхности. Кроме того, не все участки орудийных труб являются цилиндрическими, а некоторые имеют очертание усеченного конуса. Поэтому такие участки орудийных труб приходится делить на части так, чтобы разница в диаметрах оснований была незначительна, и каждую такую часть принимать за цилиндр с радиусом меньшего основания усеченного конуса[1]. Однако выведенные формулы при указанных допущениях, как это подтверждается долголетним опытом, могут вполне служить для расчета прочного сопротивления орудийных стволов.

Положение любой точки m в стенке выбранной нами трубы определяется цилиндрическими координатами, а именно: углом θ, составляемым плоскостью того меридианного сечения, в котором лежит точка, с плоскостью постоянного меридианного сечения, расстоянием r точки от оси трубы и расстоянием z от некоторой постоянной плоскости, перпендикулярной к оси трубы.

В силу принятых допущений каждая точка или частица в стенке трубы от действия внешних сил может иметь лишь два перемещения: δr — в направлении радиуса и δz — в направлении оси трубы. Вследствие сделанных допущений о сохранении трубой цилиндрической формы и о том, что все сечения ее остаются плоскими, перемещение δr может зависеть лишь от величины r, а перемещение δz от величины z.

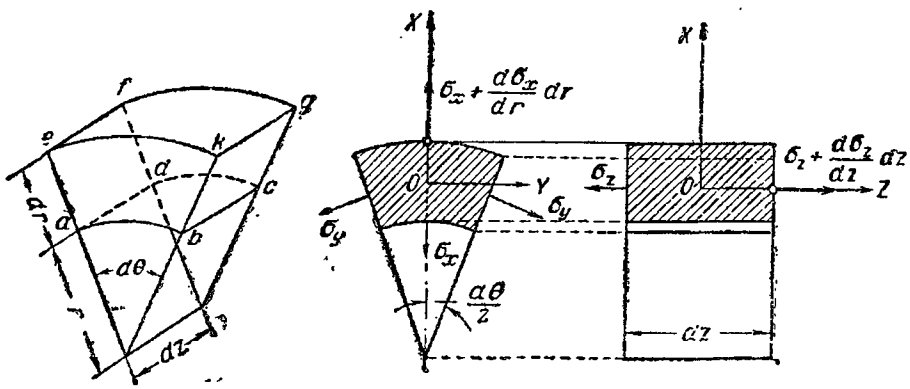
Под действием внешних сил в стенке трубы возникнут напряжения: по радиусу σ_x — радиальные, по касательной к окружности поперечного сечения σ_y — тангенциальные, или касательные, и в направлении оси трубы σ_z — осевые. Так как частицы трубы, в рассматриваемый момент находящиеся на окружности, лежащей в плоскости, перпендикулярной к оси трубы, остаются при действии внешних сил также в плоскости, перпендикулярной к той же оси, то и напряжения σ_y должны оставаться постоянными во всех точках рассматриваемой окружности. Что же касается напряжений σ_x и σ_z, то σ_x изменяется с положением точки на радиусе, а σ_z может быть функцией только z. Радиальные напряжения, очевидно, будут равны по абсолютной величине соответствующим давлениям, но обратны по знаку, т. е. для какого-либо радиуса r $\sigma_r = -P$.

---

[1] Для расчета конических труб существуют специальные формулы, но ввиду сложности на практике они не применяются. См. „Resistance de buches à feu par Laurent".

На внутренней поверхности $\sigma_{x_1} = -P_1$, а на наружной $\sigma_{x_2} = -P_2$.

Для установления зависимости между напряжениями выделим около точки m в стенке трубы бесконечно малый элемент (см. фиг. 10), проводя две плоскости поперечного сечения на расстоянии dz друг от друга, две меридиальных плоскости под



Фиг. 10.

бесконечно малым углом $d\theta$ и две одноосных с трубой цилиндрические поверхности радиусами r и $r + dr$. Нормальные напряжения, действующие на соответствующие грани выделенного элемента, будут:

а) на грань $abcd$ — радиальное напряжение σ_x;

б) на грань $ekgf$ — радиальное напряжение $\sigma_x + \frac{d\sigma_x}{dr} dr$;

в) на грань $abke$ — осевое напряжение σ_z;

г) на грань $cdfg$ — осевое напряжение $\sigma_z + \frac{d\sigma_z}{dz} dz$;

д) на грани $adfe$ и $bcgk$ — тангенциальное напряжение σ_y.

На эти грани будут действовать упругие силы, направленные по внешним нормалям к граням и приложенные в их центрах. Выберем прямоугольную систему координат с началом в центре элемента, находящемся на линии, делящей угол $d\theta$ пополам, а оси направим: OX — по радиусу в сторону увеличения его, OY — по касательной к дуге, проведенной через центр элемента вправо, и OZ — параллельно оси трубы, как показано на фиг. 10. Для того чтобы элемент находился в равновесии, необходимо, чтобы сумма проекций упругих сил, действующих на элемент, на три взаимно перпендикулярные оси была равна нулю и чтобы сумма моментов этих сил относительно каждой из тех же осей была также равна нулю.

Рассмотрим сначала моменты этих сил. Радиальные и осевые упругие силы проходят через начало координат, а поэтому их моменты относительно всех осей равны нулю.

Тангенциальные упругие силы пересекаются с осями OX и OY, а поэтому моменты их относительно этих осей точно так же равны нулю. Что же касается оси OZ, то сумма моментов тангенциальных сил относительно нее также равна нулю, так как имеем два равных по абсолютной величине момента, направлен-

Таблица 3

Грань элемента	Площадь грани	Упругая сила	Проекция на ось OX	Проекция на ось OY	Проекция на ось OZ
$abcd$	$rd\theta dz$	$\sigma_x rd\theta dz$	$-\sigma_x rd\theta dz$	0	0
$efgk$	$(r+dr)d\theta dz$	$\left(\sigma_x+\frac{d\sigma_x}{dr}dr\right)(r+dr)d\theta dz$	$\left(\sigma_x+\frac{d\sigma_x}{dr}dr\right)(r+dr)d\theta dz$	0	0
$bcgk$	$drdz$	$\sigma_y dr dz$	$-\sigma_y dr dz \sin\frac{d\theta}{2}$	$\sigma_y dr dz \cos\frac{d\theta}{2}$	0
$adfe$	$drdz$	$\sigma_y dr dz$	$-\sigma_y dr dz \sin\frac{d\theta}{2}$	$-\sigma_y dr dz \cos\frac{d\theta}{2}$	0
$abke$	$rd\theta dr$	$\sigma_z rd\theta dr$	0	0	$-\sigma_z rd\theta dr$
$dcgf$	$rd\theta dr$	$\left(\sigma_z+\frac{d\sigma_z}{dz}dz\right)rd\theta dr$	0	0	$\left(\sigma_z+\frac{d\sigma_z}{dz}dz\right)rd\theta dr$

ных в разные стороны. Таким образом все суммы моментов равны нулю и элемент никакого вращения не получает.

Для облегчения составления сумм проекций упругих сил приводим табл. 3.

Заменяя $\sin\frac{d\theta}{2}$ на $\frac{d\theta}{2}$ ввиду его малости, составляя суммы проекций, раскрывая скобки и рассматривая условия равновесия, получим:

$$\Sigma X = \sigma_x rd\theta\, dz + \sigma_x dr\, d\theta\, dz +$$

$$+ r\frac{d\sigma_x}{dr}dr\, d\theta\, dz +$$

$$+ \frac{d\sigma_x}{dr}dr\, dr\, d\theta\, dz - \sigma_x r\, d\theta\, dz -$$

$$- 2\sigma_y dr\frac{d\theta}{2}dz = 0;$$

$$\Sigma Y = 0$$

и

$$\Sigma Z = \sigma_z r\, dr\, d\theta +$$

$$+ r\frac{d\sigma_z}{dz}dz\, d\theta\, dr - \sigma_z r\, d\theta\, dr = 0.$$

Производя алгебраические преобразования, отбрасывая члены, содержащие бесконечно малые величины высшего порядка, и сокращая на $dr\, d\theta\, dz$, получим:

$$\sigma_x + r\frac{d\sigma_x}{dr} - \sigma_y = 0 \qquad (1)$$

и

$$\frac{d\sigma_z}{dz} = 0. \qquad (2)$$

Уравнение (1) можно представить в следующем виде:

$$d(\sigma_x r) = \sigma_y dr. \qquad (1а)$$

Полагая

$$\sigma_x = -P,$$

получим:

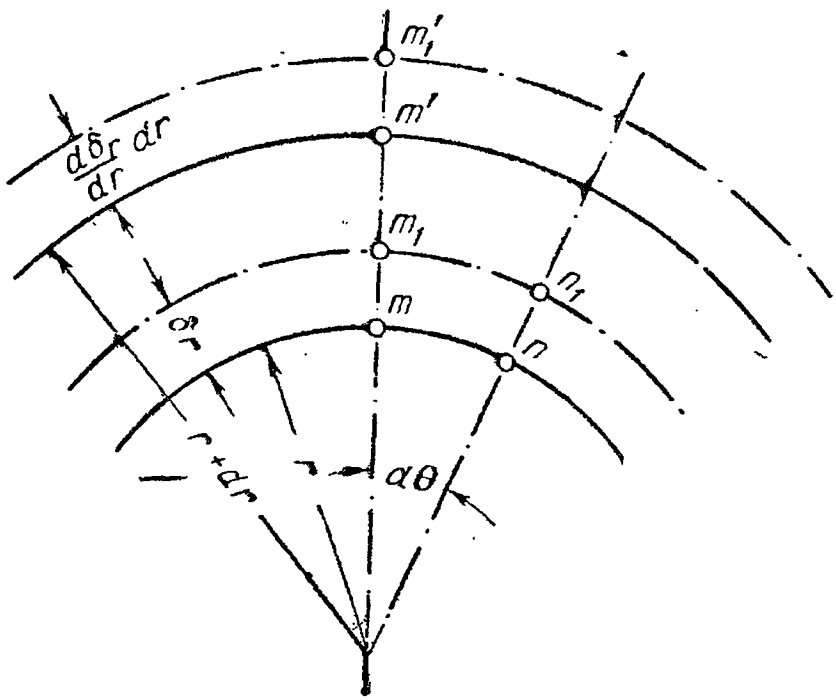
$$d(Pr) = -\sigma_y dr. \tag{1б}$$

Из уравнения (2) вытекает, что

$$\sigma_z = \text{const} = N. \tag{3}$$

2. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ДЕФОРМАЦИИ В СТЕНКЕ ТРУБЫ

В стенке трубы под действием внешних сил возникают деформации, относительные величины которых обозначим: ε_x — относительная радиальная деформация, ε_y — относительная тангенциальная деформация и ε_z — относительная осевая деформация.



Фиг. 11.

Возьмем сечение трубы (фиг. 11), перпендикулярное к ее оси, а на нем точку m, отстоящую от оси трубы до приложения внешних сил на расстоянии r, и точку m' в направлении того же радиуса, но отстоящую от оси трубы на расстоянии $r + dr$ и удаленную от точки m на расстоянии dr.

Пусть под действием внешних сил точка m переместится на величину δr и займет положение m_1. В то же время точка m' переместится на величину $\frac{d\delta r}{dr} dr$ и займет положение m_1'. Если первоначальное расстояние между точками до приложения внешних сил $mm' = dr$, то после их перемещения под действием внешних сил расстояние между ними будет $m_1 m_1' = dr + \frac{d\delta r}{dr} dr$.

Величина $\frac{d\delta r}{dr} dr$ будет абсолютной радиальной деформацией,

а следовательно, относительная деформация найдется делением на dr, т. е.

$$\varepsilon_x = \frac{d\delta r}{dr}. \tag{4}$$

Для определения относительной тангенциальной деформации возьмем другую точку n, лежащую на той же окружности, что и точка m. Когда точка m переместится на величину δr и займет положение m_1, то и точка n переместится в направлении своего радиуса на ту же величину и займет положение n_1.

Так как $\overset{\smile}{mn} = rd\theta$, а $\overset{\smile}{m_1 n_1} = (r + \delta r)\, d\theta$, то изменение расстояния между точками m и n будет $\delta r\, d\theta$ и, следовательно, относительная тангенциальная деформация

$$\varepsilon_y = \frac{\delta r}{r}. \tag{5}$$

Точно таким же образом определяется относительная осевая деформация, которая будет:

$$\varepsilon_z = \frac{d\delta z}{dz}. \tag{6}$$

Пользуясь выражениями для ε_x и ε_y, найдем зависимость между ними. Найдя производную $\frac{d\varepsilon_y}{dr}$, получим:

$$\frac{d\varepsilon_y}{dr} = \frac{d}{dr}\left(\frac{\delta r}{r}\right) = \frac{1}{r}\left(\frac{d\delta r}{dr} - \frac{\delta r}{r}\right),$$

откуда

$$\frac{d\varepsilon_y}{dr} = \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{r}. \tag{7}$$

3. ВЫРАЖЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ В ФУНКЦИИ ВНЕШНИХ СИЛ И РАЗМЕРОВ ТРУБЫ

Из курса „Сопротивление материалов“ известно, что между нормальными напряжениями и деформациями по трем взаимно перпендикулярным осям для прямоугольного параллелепипеда существуют следующие зависимости:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E}(\sigma_x - \mu\sigma_y - \mu\sigma_z);\\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E}(\sigma_y - \mu\sigma_x - \mu\sigma_z);\\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E}(\sigma_z - \mu\sigma_x - \mu\sigma_y), \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

где E — модуль упругости первого рода;

μ — коэфициент Пуассона.

Пользуясь выведенной зависимостью (1):

$$\sigma_y = \sigma_x + r\frac{d\sigma_x}{dr},$$

исключим σ_y из приведенных выше уравнений, после чего получим:

$$\left.\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \frac{1}{E}\left[(1-\mu)\sigma_x - \mu r\frac{d\sigma_x}{dr} - \mu\sigma_z\right];\\
\varepsilon_y &= \frac{1}{E}\left[(1-\mu)\sigma_x + r\frac{d\sigma_x}{dr} - \mu\sigma_z\right];\\
\varepsilon_z &= \frac{1}{E}\left(\sigma_z - 2\mu\sigma_x - \mu r\frac{d\sigma_x}{dr}\right).
\end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

Нами также была выведена зависимость:

$$\frac{d\varepsilon_y}{dr} = \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{r}.$$

Подставим в нее значения ε_x и ε_y из первого и второго уравнений системы уравнений (9) и, полагая $\sigma_z = \text{const}$, получим:

$$\frac{d}{dr}\left[(1-\mu)\sigma_x + r\frac{d\sigma_x}{dr}\right] = -(\mu+1)\frac{d\sigma_x}{dr}$$

или

$$\frac{d}{dr}\left(2\sigma_x + r\frac{d\sigma_x}{dr}\right) = 0.$$

Интегрируя, получим:

$$2\sigma_x + r\frac{d\sigma_x}{dr} = 2C_1,$$

где постоянная интегрирования для удобства дальнейших преобразований обозначена через $2C_1$. Вторичное интегрирование полученного диференциального уравнения легко произвести, умножив предварительно обе части на $r\,dr$, после чего получим:

$$2\sigma_x r\,dr + r^2 d\sigma_x = 2C_1 r\,dr$$

или

$$d(r^2\sigma_x) = C_1 d(r^2).$$

Интегрируя, получим:

$$r^2\sigma_x = C_1 r^2 - C_2,$$

откуда

$$\sigma_x = C_1 - \frac{C_2}{r^2}, \qquad (10)$$

где C_2 — постоянная второго интегрирования. Таким образом мы выразили σ_x через C_1, C_2 и радиус трубы.

Найдя из выражения (10) $\frac{d\sigma_x}{dr}$ и воспользовавшись уравнением (1), получим аналогичное выражение для σ_y:

$$\sigma_y = C_1 + \frac{C_2}{r^2}. \qquad (11)$$

Постоянные интегрирования найдем из условий, данных для наружной и внутренней поверхностей трубы.

Для внутренней поверхности имеем:

$$r = r_1 \text{ и } \sigma_{x_1} = -P_1.$$

Для наружной поверхности

$$r = r_2 \text{ и } \sigma_{x2} = -P_2.$$

Следовательно,

$$P_1 = \frac{C_2}{r_1^2} - C_1,$$

$$P_2 = \frac{C_2}{r_2^2} - C_1.$$

Решая совместно эти два уравнения, получим:

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}; \\ C_2 &= \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Зная значения C_1 и C_2, можно вычислить значения σ_x и σ_y для любой точки в стенке трубы.

Выразим величины деформаций через C_1 и C_2, подставив значения σ_x и σ_y из формул (10) и (11) в систему уравнений (8); получим:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}\left[(1-\mu)C_1 - (\mu+1)\frac{C_2}{r_2} - \mu\sigma_z\right],$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}\left[(1-\mu)C_1 + (\mu+1)\frac{C_2}{r^2} - \mu\sigma_z\right],$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}(\sigma_z - 2\mu C_1).$$

В зависимости от характера приложения внешних сил значения C_1 и C_2 могут меняться, а именно:

а) при $P_1 = 0$, т. е. когда труба подвергнута лишь одному наружному давлению,

$$C_1 = -\frac{P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

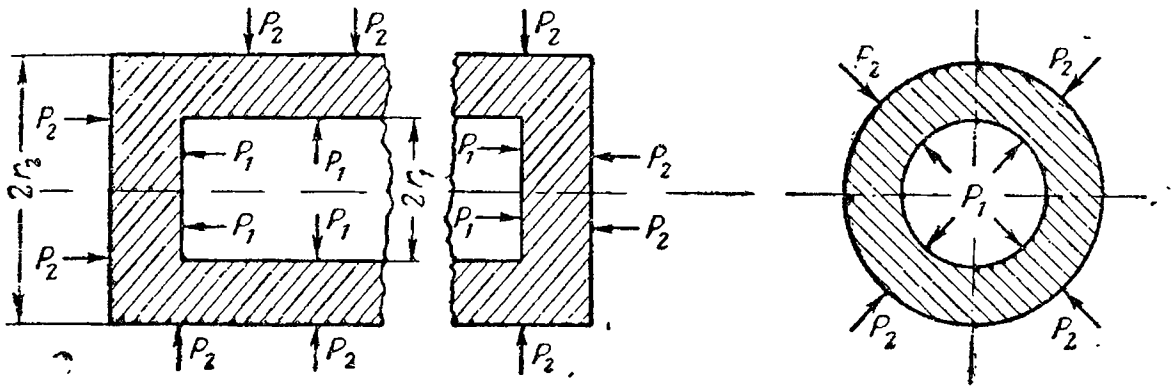
$$C_2 = -\frac{P_2 r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2};$$

б) при $P_2 = 0$, т. е. когда труба подвергнута лишь одному внутреннему давлению,

$$C_1 = \frac{P_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2};$$

$$C_2 = \frac{P_1 r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Что касается осевого напряжения σ_z, то его значение может быть определено из следующих соображений. Положим, что имеем трубу с донышами (см. фиг. 12), на которые действуют



Фиг. 12.

те же давления, что и на внутреннюю и наружную поверхности трубы. Тогда

$$\sigma_z = \frac{P_1 \pi r_1^2 - P_2 \pi r_2^2}{\pi r_2^2 - \pi r_1^2} = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = C_1. \tag{13}$$

Для случая трубы с донышами получим следующие формулы для деформаций:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E}\left[(1-2\mu)C_1 - (\mu+1)\frac{C_2}{r^2}\right]; \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E}\left[(1-2\mu)C_1 + (\mu+1)\frac{C_2}{r^2}\right]; \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E}(1-2\mu)C_1. \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

Для случая трубы без донышев выражения для деформации будут иметь следующий вид ($\sigma_z = 0$):

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E}\left[(1-\mu)C_1 - (\mu+1)\frac{C_2}{r^2}\right]; \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E}\left[(1-\mu)C_1 + (\mu+1)\frac{C_2}{r^2}\right]; \\ \varepsilon_z &= -\frac{1}{E}2\mu C_1. \end{aligned}\right\} \tag{15}$$

Из выведенных зависимостей (14) и (15) видно, что наличие донышев сказывается лишь на величине деформации, что же касается радиальных и тангенциальных напряжений, то они вычисляются как для трубы с донышами, так и без них по одним и тем же формулам.

Принимая теперь $\mu = \frac{1}{3}$ и подставляя значения C_1 и C_2 в формулы (10), (11) и (13), получим:

$$
\left.
\begin{aligned}
\sigma_y &= P_1 \frac{r_1^2}{r^2} \frac{r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{r_2^2}{r^2} \frac{r^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2};\\
E\varepsilon_y &= \frac{2}{3} P_1 \frac{r_1^2}{r^2} \frac{2r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{2}{3} P_2 \frac{r_2^2}{r^2} \frac{r^2 + 2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{3}\sigma_z;\\
P &= P_1 \frac{r_1^2}{r^2} \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} + P_2 \frac{r_2^2}{r^2} \frac{r^2 - r_1^2}{r_2^2 - r_1^2};\\
E\varepsilon_x &= -\frac{2}{3} P_1 \frac{r_1^2}{r^2} \frac{2r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{2}{3} P_2 \frac{r_2^2}{r^2} \frac{r^2 - 2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{3}\sigma_z;\\
\sigma_z &= \text{const} = N;\\
E\varepsilon_z &= \sigma_z - \frac{2}{3} \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.
\end{aligned}
\right\} \qquad (16)
$$

Величину радиального напряжения получим из выражения для давлений, положив $\sigma_x = -P$.

Для случая, когда труба доньев не имеет, в приведенной системе уравнений (16) надлежит положить $\sigma_z = 0$.

4. ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ РАДИАЛЬНЫМИ И ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМИ НАПРЯЖЕНИЯМИ И СООТВЕТСТВУЮЩИМИ ДЕФОРМАЦИЯМИ

Для установления зависимости между радиальными и тангенциальными напряжениями воспользуемся уравнениями:

$$\sigma_x = C_1 - \frac{C_2}{r^2};$$

$$\sigma_y = C_1 + \frac{C_2}{r^2}.$$

В результате сложения и вычитания этих уравнений получим

$$
\left.
\begin{aligned}
\sigma_x + \sigma_y &= 2C_1;\\
(\sigma_y - \sigma_x) r^2 &= 2C_2.
\end{aligned}
\right\} \qquad (17)
$$

Точно так же из уравнения (14) для соответствующих деформаций получим:

$$
\left.
\begin{aligned}
(\varepsilon_x + \varepsilon_y) &= \frac{2}{E}(1 - \mu) C_1 - \frac{2\mu}{E}\sigma_z;\\
(\varepsilon_y - \varepsilon_x) r^2 &= \frac{2}{E}(\mu + 1) C_2.
\end{aligned}
\right\} \qquad (18)
$$

Из этих выражений следует, что для всякой точки цилиндрической трубы с доньями или без них, подвергнутой действию внешних сил:

а) алгебраические суммы тангенциальных и радиальных напряжений и деформаций суть величины постоянные;

б) алгебраические разности этих напряжений и деформаций обратно пропорциональны квадратам радиусов, на которых лежат рассматриваемые точки.

Применяя уравнения (17) для внутренней и наружной поверхностей цилиндрической трубы и заменяя в них

$$\sigma_{x_1} = -P_1 \text{ и } \sigma_{x_2} = -P_2,$$

можем написать:

$$\left.\begin{aligned} (\sigma_{y_1} - P_1) &= (\sigma_{y_2} - P_2); \\ (\sigma_{y_1} + P_1) r_1^2 &= (\sigma_{y_2} + P_2) r_2^2. \end{aligned}\right\} \qquad (19)$$

Формулы эти известны под названием формул Виржиля. Точно так же из формул (18) получим:

$$\left.\begin{aligned} (\varepsilon_{y_1} + \varepsilon_{x_1}) &= (\varepsilon_{y_2} + \varepsilon_{x_2}); \\ (\varepsilon_{y_1} - \varepsilon_{x_1}) r_1^2 &= (\varepsilon_{y_2} - \varepsilon_{x_2}) r_2^2. \end{aligned}\right\} \qquad (20)$$

Выведенные уравнения (19) и (20) устанавливают зависимость между тангенциальными и радиальными напряжениями и деформациями на наружной и внутренней поверхностях цилиндрической трубы. Ими рекомендуется пользоваться в качестве контрольных при проектировании.

5. РАЗЛИЧНЫЕ ГИПОТЕЗЫ ПРОЧНОСТИ И КОЭФИЦИЕНТ ЗАПАСА БЕЗОПАСНОСТИ

При рассмотрении вопроса о прочности орудийных стволов приходится решать две задачи. Первая состоит в определении напряжений, которые возникают в стенках ствола во время выстрела, вторая — в определении его геометрических размеров на основании тех допускаемых напряжений, которые назначаются с учетом некоторого коэфициента запаса прочности, или коэфициента безопасности. Если коэфициент выбран чрезмерно малым, то конструкция ствола может оказаться непрочной в практических условиях, и наоборот, если он выбран слишком большим, то ствол может получиться излишне тяжеловесным или дорого стоящим вследствие применения металла с высокими механическими качествами.

Решение первой задачи сводится к выбору той или иной гипотезы прочности, которая будет принята в основу при составлении расчетных формул, т. е. гипотезы, при помощи которой, зная из опыта поведение металла при простом растяжении или сжатии, можем предвидеть, когда наступит его разрушение при действии любой сложной системы напряжений. Не вдаваясь в подробное рассмотрение различных гипотез прочности, укажем лишь на те гипотезы, которые находят применение в артиллерийской практике. Согласно гипотезе прочности, *гипотезе наибольших напряжений* (гипотезе Rankine's), должно быть

соблюдено условие:

$$\sigma_y \leqslant \sigma_e, \tag{21}$$

где σ_e — предел упругости на растяжение.

Упомянутая гипотеза прочности находила применение в орудийном деле до империалистической войны. В настоящее время она отброшена и заменена более современной ***гипотезой наибольших деформаций***, которая связана с именем Сан-Венана (St. Venant). По этой гипотезе с точки зрения прочности должны быть соблюдены условия:

$$\left.\begin{array}{l} \sigma_y - \mu\sigma_x \leqslant \sigma_e, \text{ т. е. } E\varepsilon_y \leqslant \sigma_e, \\ \text{или} \\ \sigma_x + \mu\sigma_y \leqslant \sigma_e, \text{ т. е. } E\varepsilon_x \leqslant \sigma_e, \end{array}\right\} \tag{22}$$

в зависимости от того, что в данном случае больше: ε_y или ε_x. В Америке, Англии и Франции находит применение ***гипотеза скольжения или сдвига*** (гипотеза Gaest'a), согласно которой

$$\frac{1}{2}(\sigma_y - \sigma_x) \leqslant \sigma_k, \tag{23}$$

где σ_k — предел упругости металла на кручение. Зная из опыта, что $2\sigma_k = \sigma_e$, получим, что

$$\sigma_y - \sigma_x \leqslant \sigma_e. \tag{24}$$

Наиболее распространенной в артиллерийской практике гипотезой до последнего времени является гипотеза наибольших деформаций.

Однако новейшие исследования, среди которых следует отметить работы Лодэ, Эйхингера и Клейна, проведенные путем статических испытаний, показали, что гипотеза наибольших деформаций дает несколько пониженную величину приведенного напряжения ($E\varepsilon_x$ или $E\varepsilon_y$) и поэтому должна быть заменена ***гипотезой энергии формоизменения*** как дающей результаты, наиболее близкие к тем, которые получаются опытным путем. По этой гипотезе принимается, что достижение предела упругого сопротивления тела определяется величиной работы, необходимой для его формоизменения. Математическую формулировку гипотезы энергии формоизменения можно представить в следующем виде:

$$\sigma_e \leqslant \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_y - \sigma_x)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2}. \tag{25}$$

Можно было бы указать еще ряд и других гипотез прочности, однако они почти не находят применения при расчет орудийных стволов, а поэтому опускаются.

Переходим к решению второй задачи. Рассматривая явлени растяжения, понятие о коэфициенте запаса прочности можн представить в следующем виде:

$$R_z = n_1\sigma_e,$$

где R_z — допускаемое напряжение в материале при растяжении, n_1 — коэфициент запаса прочности: $n_1 < 1$.

Возможно и другое представление о коэфициенте запаса прочности. В самом деле, ведь можно произвести расчет конструкции на прочность не на действительную нагрузку, а на несколько увеличенную, принимая в этом случае, что допускаемые напряжения не должны превосходить предела упругости.

Пусть p_1 — сила, вызывающая в теле напряжение, равное R_z, а P_1 — сила, вызывающая напряжение, равное σ_e. Очевидно, что в данном случае

$$\frac{P_1}{p_1} = \frac{1}{n_1} = n,$$

где $n > 1$ и, следовательно, $P_1 = np_1$.

Как видно из этих рассуждений, существо вопроса о коэфициенте запаса прочности в обоих рассмотренных случаях одно и то же. В артиллерийской практике при проектировании орудийных стволов установился прием пользования коэфициентом n, так как он имеет некоторые практические удобства при выборе допускаемых напряжений в случае сложного напряженного состояния тела.

Численная величина коэфициента запаса прочности или, вернее, допускаемые напряжения выбираются: в зависимости от условий работы конструкции, свойств и качеств материала, в зависимости от точности расчетных формул и т. д. С введением в расчет коэфициента запаса прочности как бы учитываются все те факторы, которые не поддаются аналитическому учету, но так или иначе влияют на прочность конструкции.

Для орудийных стволов величина коэфициента запаса прочности зависит от следующих основных факторов:

а) от гипотезы прочности, которая положена в основу расчетных формул;

б) от однородности металла, идущего на изготовление орудийных труб;

в) от наличия внутренних напряжений в орудийных трубах, которые могут или увеличить или уменьшить прочность ствола;

г) от неполного учета внешних усилий, действующих на ствол во время выстрела; от степени точности решения задачи внутренней балистики, построения кривой давления, изменения этой кривой от разнообразия горения порохового заряда, от изменения температуры заряда и т. д.;

д) от изменения механических характеристик металла ствола в зависимости от температуры нагрева ствола при предельных режимах огня для данного орудия; величины температурных напряжений, которые возникают в стенках ствола при максимально возможной разности температур между внутренней и наружной поверхностями ствола.

На основании опыта для нашей артиллерии установлена численная величина коэфициента $n = 1{,}35$ при расчете по тангенциальной или радиальной деформации.

Допускается по сечениям каморы брать $n = 1{,}2$.

По литературным данным в заграничной орудийной практике указанный коэфициент берется равным[1]:

а) во Франции $n = 1{,}2$ при расчете по гипотезе скольжения

б) в Америке для орудийных стволов морской артиллерии $n = 1{,}4$ при расчете по тангенциальной деформации;

в) в Англии $n = 1{,}3$ при расчете по гипотезе скольжения.

Все расчетные формулы для проектирования орудийных стволов различной конструкции будут выведены на основании гипотезы наибольших деформаций. В специальной главе будут рассмотрены также основные рабочие формулы для случая приняти: в основу гипотезы скольжения и гипотезы энергии формоизменения.

6. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫРАЖЕНИЙ ДЛЯ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ В СТЕНКЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ТРУБЫ

Поскольку в основу вывода расчетных формул для проектирования орудийных стволов будет принята гипотеза максимальных деформаций, то нам всегда придется решать вопрос о том какая из деформаций, тангенциальная или радиальная, имее наибольшее значение. Чтобы каждый раз не производить специальных исследований, целесообразно установить наиболее просты признаки, которые дадут возможность сразу ответить на поста ленный вопрос. Эти признаки могут быть получены на основани исследования выражений для напряжений и деформаций в стенк цилиндрической трубы.

Для напряжений и деформаций были получены следующи зависимости:

$$\sigma_x = C_1 - \frac{C_2}{r^2}; \quad \varepsilon_x = \frac{1}{E}\left[(1-2\mu)C_1 - (\mu+1)\frac{C_2}{r^2}\right];$$

$$\sigma_y = C_1 + \frac{C_2}{r^2}; \quad \varepsilon_y = \frac{1}{E}\left[(1-2\mu)C_1 + (\mu+1)\frac{C_2}{r^2}\right];$$

$$\sigma_z = C_1; \qquad \varepsilon_z = \frac{1}{E}(1-2\mu)C_1,$$

где

$$C_1 = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}; \quad C_2 = \frac{(P_1 - P_2)\, r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Рассматривая эти выражения, нетрудно видеть, что величин и знаки напряжений и деформаций зависят от величин C_1 и C Поскольку коэфициенты при C_1 и C_2 в формулах для деформ ций—правильные положительные дроби, то все сказанное о напр жениях в одинаковой мере относится и к соответствующи деформациям. Из приведенных выше формул следует также т

[1] „Widomosce Technisko Artyleryjski" № 5, 1931 г.

[2] „Naval Ordnance" за 1928 г.

[3] Jachob „Resistance deconstruction bouches à feu".

что осевое напряжение будет всегда меньше того из двух напряжений, которое является наибольшим. Таким образом для определения наибольшего напряжения и деформации следует исследовать лишь выражения для σ_x и σ_y.

Введем следующие обозначения:

$$\frac{P_1}{P_2} = x \text{ и } \frac{r_2}{r_1} = b \tag{26}$$

и преобразуем выражения для C_1 и C_2. Получим:

$$C_1 = \frac{P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\left(\frac{x}{b^2} - 1\right);$$

$$C_2 = \frac{P_2 r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}(x - 1).$$

Нетрудно видеть, что знак при C_1 и C_2 будет зависеть от выражений, стоящих в скобках. Значение x может меняться от ∞ до 0, так как при $P_2 = 0$ $x = \infty$, а при $P_1 = 0$ $x = 0$.

Имея это в виду, получим следующие условия:

1. Если $\infty \geqslant x > b^2$, то $C_1 > 0$ и $C_2 > 0$.

Таким образом из выражений для напряжений и деформаций получаем, что тангенциальные напряжения и деформации больше соответствующих радиальных напряжений и деформаций по абсолютной величине и наибольшую величину имеют на внутренней поверхности.

2. Если $b^2 = x$, то $C_1 = 0$ и $C_2 > 0$.

При этом тангенциальные напряжения и деформации соответственно равны по величине радиальным напряжениям и деформациям, но противоположны по знаку. Наибольшие значения как тех, так и других будут на внутренней поверхности.

3. Если $b^2 > x > 1$, то $C_1 < 0$ и $C_2 > 0$.

В этом случае, как это видно из уравнений для напряжений и деформаций, радиальные напряжения и деформации больше тангенциальных по абсолютной величине. Наибольшие значения радиальных напряжений и деформаций по абсолютной величине будут на внутренней поверхности трубы и будут отрицательны по всей толще стенки трубы. Что касается тангенциальных напряжений и деформаций, то они в стенке трубы могут быть положительными и отрицательными в зависимости от условий.

4. Если $x = 1$, то $C_1 < 0$ и $C_2 = 0$.

В этом случае тангенциальные и радиальные напряжения и деформации соответственно равны и одинаковы по знаку.

5. Если $1 > x$, то $C_1 < 0$ и $C_2 < 0$.

При этом тангенциальные напряжения и деформации больше радиальных и их наибольшие значения по абсолютной величине будут на внутренней поверхности.

Приведенные исследования показывают, что при расчете упругого сопротивления трубы всегда следует исходить из напряжений и деформаций на внутренней поверхности трубы, где они всегда имеют наибольшую абсолютную величину.

Рассмотренные выше пять условий дают возможность установить, какое напряжение или какая деформация больше. Однако эти признаки не совсем удобны для практического пользования при проектировании орудийных стволов, а поэтому на основании их найдем более простые признаки для случая, когда труба доньев не имеет, т. е. $\sigma_z = 0$.

При исследовании нами было установлено, что тангенциальная деформация больше радиальной, если $x > b^2$ или $x < 1$ (условия 1 и 5).

Пусть расчетные давления с введением коэфициента запаса прочности будут P_1 и P_2, причем $P_1 > P_2$, как это бывает на практике при проектировании стволов.

Тогда из первого условия $x > b^2$ можем написать:

$$\frac{P_1}{P_2} > b^2. \tag{27}$$

Пользуясь вторым уравнением системы (16), напишем выражение для тангенциальной деформации на внутренней поверхности трубы. Полагая при этом $r = r_1$, получим:

$$E\varepsilon_{y_1} = \frac{2}{3} P_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \tag{28}$$

откуда

$$P_2 = \frac{2}{3} P_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{2r_2^2} - E\varepsilon_{y_1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2}.$$

Введя сюда обозначение $b = \frac{r_2}{r_1}$, получим:

$$P_2 = \frac{2}{3} P_1 \frac{2b^2 + 1}{2b^2} - E\varepsilon_{y_1} \frac{b^2 - 1}{2b^2}. \tag{29}$$

Полагая теперь $E\varepsilon_{y_1} = \sigma_e$, как это требуется по гипотезе максимальных деформаций, производя соответствующие алгебраические преобразования, неравенство (27) получим в виде:

$$\frac{3P_1}{P_1(2b^2 + 1) - \frac{3}{2}\sigma_e(b^2 - 1)} > 1,$$

откуда

$$2(1-b^2)P_1 > -\frac{3}{2}(b^2-1)\sigma_e.$$

Последнее неравенство нам дает условие:

$$P_1 < \frac{3}{4}\sigma_e, \tag{30}$$

при котором тангенциальная деформация больше радиальной по абсолютной величине.

Если же

$$P_1 > \frac{3}{4}\sigma_e, \tag{31}$$

то радиальная деформация больше тангенциальной по абсолютной величине.

Если же

$$P_1 = \frac{3}{4}\sigma_e, \tag{32}$$

то деформации равны по абсолютной величине.

В том случае, когда наружное давление равно нулю ($P_2 = 0$), $x = \infty$, тангенциальная деформация всегда больше радиальной по абсолютной величине.

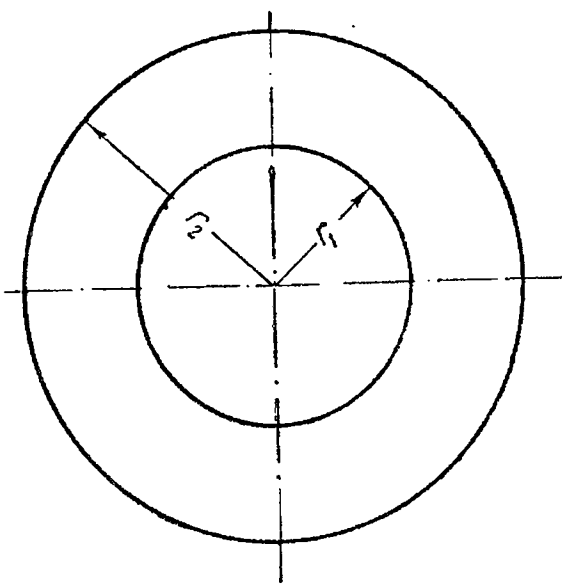
Этими последними признаками надлежит пользоваться при проектировании орудийных стволов.

Глава II

ПРОЧНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ НЕСКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА

7. ПРЕДЕЛ УПРУГОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НЕСКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА ПО ГИПОТЕЗЕ МАКСИМАЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ

Простой нескрепленный ствол в любом его сечении мы можем представить как цилиндрическую трубу с радиусами r_1 и r_2, подвергнутую изнутри действию давления пороховых газов.



Фиг. 13.

Внутренний радиус в данном случае равен половине диаметра канала ствола по дну нарезов.

На наружную поверхность ствола подобной конструкции действует атмосферное давление, которым можно пренебречь и, следовательно, $P_2 = 0$. Осевым напряжением точно так же пренебрегаем и рассматриваем ствол как трубу без доньев.

Как показали проведенные раньше исследования, в данном случае тангенциальная деформация больше радиальной и максимальное значение имеет на внутренней поверхности. По принятой нами гипотезе должно быть соблюдено следующее условие:

$$E\varepsilon_{y_1} = \sigma_{e_1}.$$

Пользуясь уравнением системы (16), напишем значение $E\varepsilon_{y_1}$ на внутренней поверхности, полагая при этом $r = r_1$; получим:

$$E\varepsilon_{y_1} = \frac{2}{3} P_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}, \tag{33}$$

где $P_1 = np_1$; p_1 — наибольшее давление пороховых газов в канале ствола в рассматриваемом сечении, а n — коэфициент запаса прочности.

Полагая $E\varepsilon_{y_1} = \sigma_{e_1}$ — пределу упругости металла ствола — и решая уравнение (33) относительно P_1, получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2}. \qquad (34)$$

Давление P_1, вычисленное по формуле (34), есть то предельное давление, при котором не будет нарушена прочность ствола и на его внутренней поверхности будут лишь упругие деформации. Называется оно пределом упругого или прочного сопротивления ствола.

8. ВОЗРАСТАНИЕ ПРЕДЕЛА УПРУГОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ С УВЕЛИЧЕНИЕМ НАРУЖНОГО ДИАМЕТРА СТВОЛА

Возьмем выражение (34) и, разделив числитель и знаменатель на r_2^2, напишем его в следующем виде:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}\frac{1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}}{2 + \frac{r_1^2}{r_2^2}}. \qquad (34а)$$

Нетрудно увидеть, что когда $r_2 \to \infty$, то значения P_1 стремятся к определенному пределу, а именно, при $r_2 = \infty$

$$P_1 = \frac{3}{4}\sigma_{e_1}.$$

В табл. 4 и на фиг. 14 показано, как меняется отношение предела прочного сопротивления ствола к пределу упругости металла в зависимости от толщины стенок.

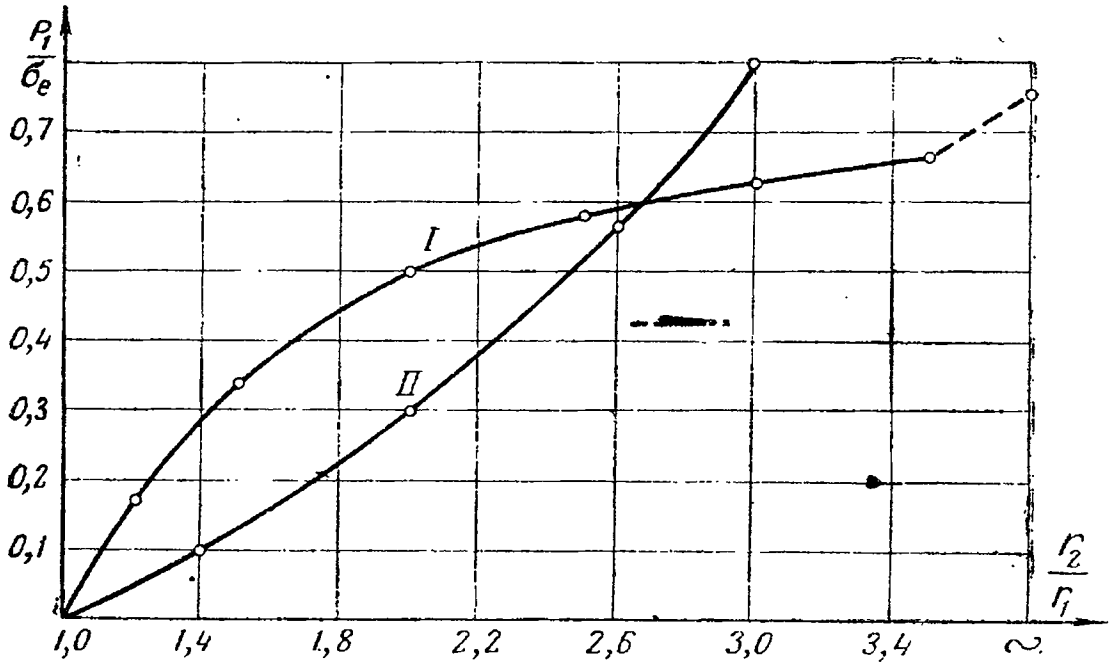
Таблица 4

Толщина стенки ствола в калибрах	0,1	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	20,0	∞
$\frac{r_2}{r_1}$	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	6,0	∞
$\frac{P_1}{\sigma_{e_1}}$ — в случае расчета по тангенциальной деформации	0,17	0,34	0,50	0,58	0,63	0,66	0,68	0,69	0,70	0,75

Данные, приведенные в табл. 4, для большей наглядности нанесены на график (фиг. 14).

Из табл. 4 и графика видно, что, начиная с толщины стенки в один калибр, т. е. с отношения радиусов $\frac{r_2}{r_1}$, равного 3, увеличение упругого сопротивления ствола идет медленно. Кроме того, кривая *II* на фиг. 14 показывает, что, начиная примерно с отношения $\frac{r_2}{r_1} = 3$, вес ствола с увеличением стенок трубы стано-

вится большим. Это приводит к выводу, что на практике неце лесообразно толщину стенок делать толще одного калибра, та

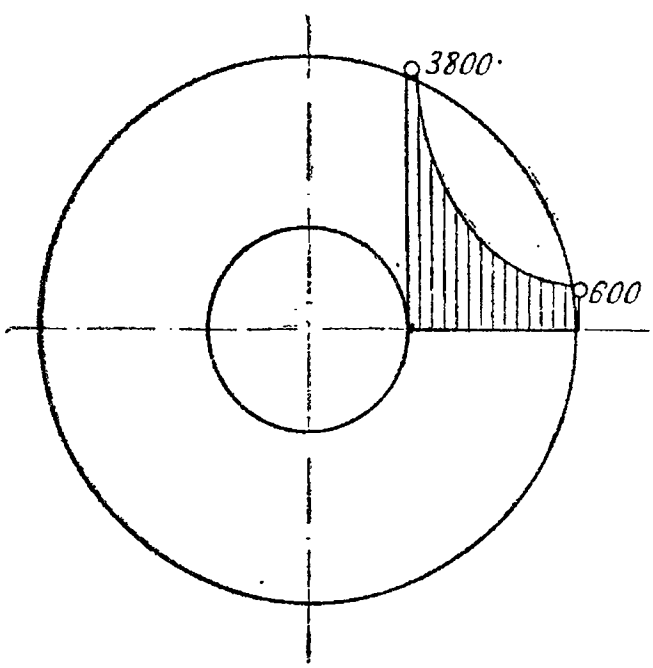


Фиг. 14. *I* —изменение отношения $\frac{P_1}{\sigma_{e_1}}$ в зависимости от отношения $\frac{r_2}{r_1}$;

II — относительное изменение веса трубы в зависимости от $\frac{r_2}{r_1}$;

как это утяжеляет ствол и ведет к нерациональному использова нию металла.

На фиг. 15 показано изменение величины $E\varepsilon_y$ в стенке ствол при отношении $\frac{r_2}{r_1} = 3$ и при давлении $P_1 = 2400\ кг/см^2$. Из фиг. 15 видно, как нерав номерно напряжены отдель ные слои металла стено ствола. В то время как внутренние слои имеют ве личину $E\varepsilon_y = 3800\ кг/см^2$, на наружной поверхности эта величина более чем в 6 раз меньше и, следова тельно, мало принимает участия в сопротивлении разрыву. Поэтому перед конструкторами давно встал вопрос о создании такой конструкции ствола, при ко торой все слои металла его стенок были бы более рав номерно напряжены, а возникающие напряжения и деформации на его внутренней поверхности были бы уменьшены. Эта

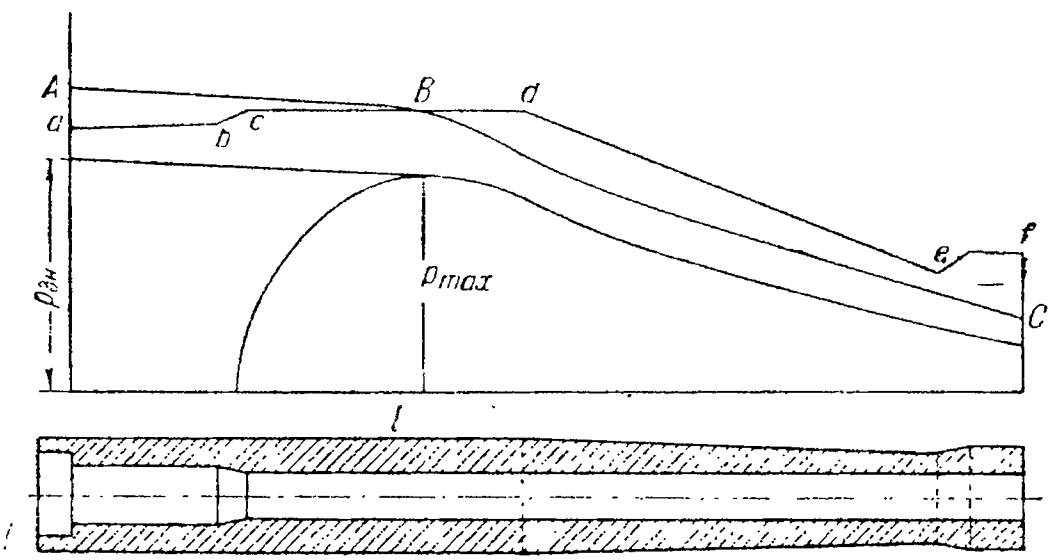


Фиг. 15.

задача в значительной своей части решена путем устройства искусственно скрепленных стволов, о которых речь будет ниже.

Практически расчет однослойного ствола ведется следующим образом. Имея кривую давлений в канале ствола, выраженную в функции от пути снаряда, ординаты ее, начиная с максимального давления к дулу, увеличивают, умножая соответствующие им давления на коэфициент запаса прочности. Полученная таким образом кривая *ABC* (фиг. 16) называется ***кривой желаемого прочного сопротивления ствола.***

Имея эту кривую, задаются, исходя из конструктивных или других соображений, наружным радиусом по месту максимального давления или по одному из сечений каморы. Пользуясь уравнением предела прочного сопротивления (34), определяют предел упругости металла.



Фиг. 16.

Возможен и другой путь, а именно: выбрав предел упругости металла ствола, пользуясь тем же уравнением, определяют наружный радиус r_2 в том же сечении. Получив таким образом r_2, казенную часть ствола обычно делают цилиндрической, как это показано на чертеже, а к дулу наружное очертание сводят на конус. Если наружный радиус у дула определять из условия прочности для дульного давления, то стенки ствола у дула обычно получаются очень тонкими и не обеспечивают ствол от прогиба при ударах и т. д. Поэтому в дульной части допускается двух-трехкратный запас прочности. После того как определены наружные размеры ствола, необходимо просчитать все его сечения, где имеются изменения наружного или внутреннего радиуса, и построить ломаную *abcdef*, называемую кривой ***действительного прочного сопротивления ствола.***

При этом необходимо соблюсти условие, чтобы коэфициент запаса прочности по сечениям каморы был не меньше 1,2. Наличие на чертеже проекта ствола кривых желаемого и действительного сопротивления дает ясное представление о прочности ствола в различных его сечениях.

Глава III

СТВОЛЫ, СКРЕПЛЕННЫЕ ЦИЛИНДРАМИ

9. НЕОБХОДИМОСТЬ СКРЕПЛЕНИЯ ОРУДИЙНЫХ СТВОЛОВ

При рассмотрении прочного сопротивления нескрепленного ствола было установлено, что одним увеличением толщины стенок ствола нельзя значительно увеличить его прочное сопротивление. Увеличение предела упругости металла ограничивается возможностями металлургии.

Если обратимся к формулам системы уравнений (16), то увидим, что деформации и напряжения на внутренней поверхности получаются меньше, если на трубу одновременно действуют давления на внутреннюю и наружную поверхности, чем при действии только одного внутреннего давления. Создание наружного давления на внутреннюю трубу в скрепленном стволе достигается при помощи надевания одного слоя на другой с натяжением, в результате чего получается повышение его предела прочного сопротивления.

Рассматривая вопрос скрепления стволов цилиндрами, примем следующие допущения:

1. Каждый из цилиндров скрепленного ствола все время находится в условиях задачи Лямэ, т. е. слои или цилиндры передают друг другу только нормальные давления; по направлению оси они подвержены давлениям или растягивающим усилиям, равномерно распределенным по площадям кольцеобразных сечений каждого слоя.

2. Передача давления от слоя к слою обусловливается тем, что между слоями все время существует плотное прилегание их поверхностей.

3. Скольжение слоев друг по другу вдоль оси отсутствует.

4. Каждая из сил, приложенных к слою, производит в нем изменения независимо от того, действуют ли в то же время какие-либо другие силы или нет.

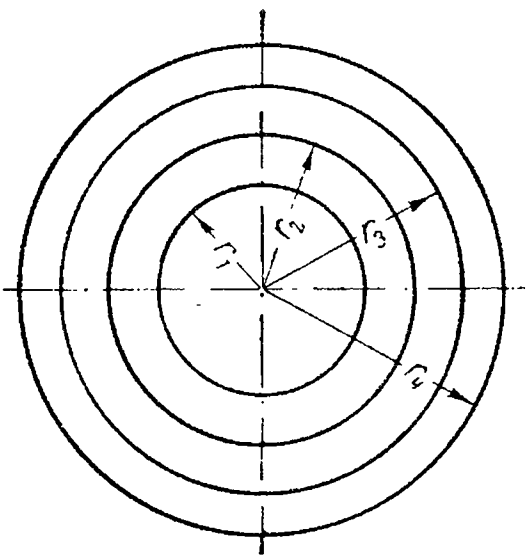
При дальнейшем рассмотрении мы будем считать, что модули упругости первого рода металла всех слоев одинаковы и ни в один из слоев растягивающие усилия не действуют, т. е. в формулах систем уравнений (16) при их применении будем полагать $\sigma_z = 0$.

10. СИЛЫ, НАПРЯЖЕНИЯ И ДЕФОРМАЦИИ В СТЕНКАХ СКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА

Рассмотрим скрепленный ствол, состоящий из трех слоев, из которых второй и третий надеты на трубу с натяжением.

Поперечное сечение подобного ствола изображено на фиг. 17.

Так как слои или цилиндры надеты друг на друга с натяжением, то еще до выстрела между ними будут существовать давления, которые мы будем называть произведенными и обозначим на поверхностях радиусов r_2 и r_3 соответственно через P'_2, P'_3.



Фиг. 17.

На внутренней и наружной поверхности произведенные давления равны нулю.

Напряжения и деформации, ими вызываемые, назовем также произведенными и обозначим через σ'_{x_2}, σ'_{x_3}, σ'_{y_2}, σ'_{y_3}; ε'_{x_2}, ε'_{x_3}, ε'_{y_2}, ε'_{y_3} соответственно радиусам r_2 и r_3.

Во время выстрела, когда в канале ствола действует давление P_1, между слоями возникнут давления, которые мы назовем дополнительными давлениями и соответственно радиусам обозначим через P''_2 и P''_3.

Напряжения и деформации, соответствующие этим давлениям, точно так же назовем дополнительными и обозначим через σ''_{x_2}, σ''_{x_3}, σ''_{y_2}, σ''_{y_3}; ε''_{x_2}, ε''_{x_3}, ε''_{y_2}, ε''_{y_3}.

Давления, определяемые из равенств:

$$P_2 = P'_2 + P''_2;$$

$$P_3 = P'_3 + P''_3,$$

и те, которые существуют между слоями во время выстрела, назовем действительными или равнодействующими давлениями. Аналогично давлениям из произведенных и дополнительных деформации и напряжения будут составляться действительные или равнодействующие, а именно:

$$\sigma_{x_2} = \sigma'_{x_2} + \sigma''_{x_2}; \quad \sigma_{x_3} = \sigma'_{x_3} + \sigma''_{x_3}; \quad \sigma_{y_2} = \sigma'_{y_2} + \sigma''_{y_2} \text{ и т. д.}$$

Следует обратить внимание, что как равнодействующие давления, так и их составляющие, действующие на цилиндрические поверхности одного и того же радиуса, по отношению к одному слою будут внутренними давлениями, а по отношению к другому — наружными.

11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ДАВЛЕНИЙ И УСЛОВИЯ ПЛОТНОГО ПРИЛЕГАНИЯ

Каждая сила, приложенная к слою, как нами было допущено, производит в нем соответствующие изменения, независимо от того, действуют ли в то же время какие-либо другие силы или нет. Это дает право рассматривать трехслойный скрепленный ствол как моноблок с внутренним радиусом r_1, наружным r_4, а при определении дополнительных давлений применять формулу для давлений из системы уравнений (16).

Так как дополнительные давления между слоями возникают как результат действия давления P_1 в канале ствола при наружном давлении $P_4 = 0$, то формула дополнительного давления в i-том слое может быть написана в следующем виде:

$$P_i'' = P_1 \frac{r_1^2}{r_i^2} \frac{r_4^2 - r_i^2}{r_4^2 - r_1^2}. \qquad (35$$

Для того чтобы определить P_2'', необходимо считать, что в формуле $r_i = r_2$; а при $r_i = r_3$ получим значение P_3''. Однако это положение остается справедливым лишь при условии, что модули упругости металла всех слоев одинаковы.

Для доказательства этого положения определим дополнительные давления из условий плотного прилегания одного слоя к другому для случая, когда $E_1 = E_2 = E_3 = E$.

Рассмотрим первый и второй слои. На первый слой с радиусами r_1 и r_{1n} действует внутреннее давление P_1 и наружное P_2'', а на второй слой с радиусами r_2 и r_3 — внутреннее давление P_2'' и наружное P_3''.

Пользуясь формулой для тангенциальной деформации из системы уравнений (16), напишем значение дополнительной тангенциальной деформации $\varepsilon_{y1\,н}''$ на наружной поверхности первого слоя. Полагая в указанной формуле $P_2 = P_2''$ и $r = r_2$, получим:

$$E\varepsilon_{y1\,н}'' = P_1 \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{2}{3} P_2'' \frac{r_2^2 + 2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}. \qquad (3$$

Сделаем то же для внутренней поверхности второго слоя. Так как второй слой имеет наружный радиус r_3, внутренний — r_2, то при составлении выражения дополнительной тангенциальной деформации на внутренней поверхности второго слоя ε_{y_2}'' в общей формуле для тангенциальной деформации следует положить:

$$P_1 = P_2'', \quad P_2 = P_3'', \quad r_1 = r_2, \quad r_2 = r_3 \text{ и } r = r_2.$$

Имея это в виду, получим:

$$E\varepsilon''_{y_2} = \frac{2}{3} P''_2 \frac{2r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - P''_3 \frac{2r_0^2}{r_3^2 - r_2^2}. \tag{37}$$

Так как до и после действия давления P_1 первый и второй слои плотно прилегают, то относительные деформации $\varepsilon''_{y1\,н} = \varepsilon''_{y_2}$ и, следовательно:

$$E\varepsilon''_{y1\,н} \quad E\varepsilon''_{y_2} = 0.$$

Подставляя значения $E\varepsilon''_{y1\,н}$ и $E\varepsilon''_{y_2}$ в это уравнение и производя необходимые алгебраические преобразования, находим условия плотного прилегания первого и второго слоев:

$$P_1 \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P''_2 \frac{2r_2^2(r_3^2 - r_1^2)}{(r_3^2 - r_2^2)(r_2^2 - r_1^2)} + P''_3 \frac{2r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} = 0. \tag{38}$$

Уравнение (38) содержит два неизвестных P''_2 и P''_3, а поэтому для его решения составим второе уравнение из условия плотного прилегания второго и третьего слоев. Обозначим через $\varepsilon''_{y2\,н}$ дополнительную тангенциальную деформацию на наружной поверхности второго слоя, через ε''_{y_3} — ту же деформацию на внутренней поверхности третьего слоя. Учитывая, что радиусы этих слоев r_2 и r_3 — для второго слоя, а r_3 и r_4 — для третьего слоя, и пользуясь общим выражением для тангенциальной деформации, получим:

$$\left.\begin{aligned} E\varepsilon''_{y2\,н} &= P''_2 \frac{2r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - \frac{2}{3} P''_3 \frac{r_3^2 + 2r_2^2}{r_3^2 - r_2^2}; \\ E\varepsilon''_{y_3} &= \frac{2}{3} P''_3 \frac{2r_4^2 + r_3^2}{r_4^2 - r_3^2}. \end{aligned}\right\} \tag{39}$$

Так как слои плотно прилегают, то $E\varepsilon''_{y2\,н} - E\varepsilon''_{y_3} = 0$, и следовательно,

$$P''_2 \frac{2r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - P''_3 \frac{2r_3^2(r_4^2 - r_2^2)}{(r_4^2 - r_3^2)(r_3^2 - r_2^2)} = 0. \tag{40}$$

Решая совместно уравнения (38) и (40) последовательно, получим:

$$P''_2 = P_1 \frac{r_1^2}{r_2^2} \frac{r_4^2 - r_2^2}{r_4^2 - r_1^2}; \tag{41}$$

$$P''_3 = P_1 \frac{r_1^2}{r_3^2} \frac{r_4^2 - r_3^2}{r_4^2 - r_1^2}. \tag{42}$$

Сравнивая эти выражения с выражением (35), видим, что мы пришли к тождественным результатам.

Если бы мы имели ствол, состоящий из n слоев, то его на ружный радиус был бы r_{n+1}.

В этом случае для определения дополнительных давлени по аналогии с приведенными выражениями можем написать:

$$P_i' = P_1 \frac{r_1^2}{r_i^2} \frac{r_{n+1}^2 - r_i^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2}, \qquad (4$$

где i можно давать значения от 2 до n. При $i = 1$ уравнени обращается в тождество, так как на внутренней поверхност действительно существует давление P_1.

12. ПРЕДЕЛ ВОЗМОЖНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СКРЕПЛЕННОГО СТВОЛ ПО ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ И РАДИАЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ

В скрепленном стволе еще до действия давления пороховы газов в канале ствола между слоями действуют произведенны давления P_2' и P_3'. В момент выстрела, когда в канале ство подействует давление P_1, между слоями будут действовать дейс вительные давления P_2 и P_3.

Рассмотрим трубу или внутренний слой трехслойного ствол имеющего радиусы r_1 и r_2 и подвергнутого действию давлени P_1 и P_2.

На основании уравнений системы (16) можем написать выр жение для тангенциального напряжения σ_{y_1} на внутренней п верхности трубы:

$$\sigma_{y_1} = P_1 \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \qquad (4$$

До появления в канале ствола давления P_1 на наружную п верхность трубы действует давление P_2' и вследствие этого внутренней поверхности канала ствола будет существовать та генциальное напряжение σ_{y_1}':

$$\sigma_{y_1}' = -P_2' \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \qquad (4$$

где σ_{y_1}' — величина отрицательная. Полагая $\sigma_{y_1}' = -T_1$, где T_1 величина положительная, получим:

$$T_1 = P_2' \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \qquad (4$$

Следует обратить внимание на то, что и произведенное пр веденное тангенциальное напряжение $E\varepsilon_{y_1}'$ на внутренней повер ности имеет то же значение, что σ_{y_1}', так как на основании ур нений системы (16) можем написать:

$$E\varepsilon_{y_1}' = -P_2' \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \qquad (4$$

Складывая почленно уравнения (44) и (46), получим:

$$\sigma_{y_1} + T_1 = P_1 \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - (P_2 - P_2') \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Замечая, что $P_2 - P_2' = P_2''$, можем написать:

$$\sigma_{y_1} + T_1 = P_1 \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2'' \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Подставляя значение P_2'' из уравнения (41) и производя соответствующие алгебраические преобразования, будем иметь:

$$\sigma_{y_1} + T_1 = P_1 \frac{r_4^2 + r_1^2}{r_4^2 - r_1^2}. \tag{48}$$

Решая это уравнение относительно P_1, получим:

$$P_1 = (\sigma_{y_1} + T_1) \frac{r_4^2 - r_1^2}{r_4^2 + r_1^2}. \tag{49}$$

Если бы мы имели ствол, состоящий из n слоев, то на основании уравнения (43)

$$P_2'' = P_1 \frac{r_1^2}{r_2^2} \frac{r_{n+1}^2 - r_2^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2},$$

и уравнение (48) перепишется в следующем виде:

$$\sigma_{y_1} + T_1 = P_1 \frac{r_{n+1}^2 + r_1^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2},$$

откуда

$$P_1 = (\sigma_{y_1} + T_1) \frac{r_{n+1}^2 - r_1^2}{r_{n+1}^2 + r_1^2}. \tag{50}$$

На основании уравнений системы (8) при $\sigma_z = 0$ и имея в виду, что $\sigma_{x_1} = -P_1$, выражение приведенного напряжения по тангенциальной деформации $E\varepsilon_{y_1}$ на внутренней поверхности трубы может быть написано в следующем виде:

$$E\varepsilon_{y_1} = \sigma_{y_1} + \frac{1}{3} P_1,$$

откуда

$$\sigma_{y_1} = E\varepsilon_{y_1} - \frac{1}{3} P_1. \tag{51}$$

Подставляя σ_{y_1} в выражение (49), получим:

$$P_1 = \left(E\varepsilon_{y_1} - \frac{1}{3} P_1 + T_1 \right) \frac{r_4^2 - r_1^2}{r_4^2 + r_1^2}.$$

Решая это уравнение относительно P_1, получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}(E\varepsilon_{y_1} + T_1)\frac{r_4^2 - r_1^2}{2r_4^2 + r_1^2}. \quad (52$$

Согласно принятой нами гипотезе прочности, чтобы на внутренней поверхности канала во время выстрела не появились остаточные деформации, необходимо соблюсти условие, при котором в пределе $E\varepsilon_{y_1} = \sigma_{e_1}$, где σ_{e_1} — предел упругости первого слоя или трубы, скрепленного ствола.

Имея это в виду, получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}(\sigma_{e_1} + T_1)\frac{r_4^2 - r_1^2}{2r_4^2 + r_1^2}, \quad (53$$

т. е. выражение предела возможного упругого сопротивления по тангенциальной деформации трехслойного скрепленного ствола.

Точно так же для скрепленного ствола, состоящего из n слоев получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}(\sigma_{e_1} + T_1)\frac{r_{n+1}^2 - r_1^2}{2r_{n+1}^2 + r_1^2}. \quad (54$$

Величина T_1, вызванная скреплением, называется тангенциальным напряжением сжатия на внутренней поверхности трубы.

Для получения выражения предела упругого сопротивления по радиальной деформации напишем выражение, пользуясь уравнением системы (8), абсолютного значения приведенного радиального напряжения $|E\varepsilon_{x_1}|$ на внутренней поверхности трубы:

$$|E\varepsilon_{x_1}| = P_1 + \frac{1}{3}\sigma_{y_1},$$

откуда

$$\sigma_{y_1} = 3|E\varepsilon_{x_1}| - 3P_1.$$

Подставляя это значение σ_{y_1} в уравнение (49) и произведя соответствующие алгебраические преобразования, получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}\left(|E\varepsilon_{x_1}| + \frac{1}{3}T_1\right)\frac{r_4^2 - r_1^2}{2r_4^2 - r_1^2}. \quad (5$$

Полагая $|E\varepsilon_{x_1}| = \overline{\sigma_{e_1}}$ и принимая $\overline{\sigma_{e_1}} = \sigma_{e_1}$, где $\overline{\sigma_{e_1}}$ — предел упругости материала на сжатие, можем написать:

$$P_1 = \frac{3}{2}\left(\sigma_{e_1} + \frac{1}{3}T_1\right)\frac{r_4^2 - r_1^2}{2r_4^2 - r_1^2}. \quad (5$$

Выражение (56) представляет собой предел возможного сопротивления по радиальной деформации для трехслойного ствола.

Этим выражением надлежит пользоваться при проектировании скрепленного ствола, когда $P_1 > \frac{3}{4}\sigma_{e_1}$.

Для случая же, когда скрепленный ствол состоит из n слоев, выражение для предела возможного сопротивления при расчете по радиальной деформации будет иметь следующий вид:

$$P_1 = \frac{3}{2}\left(\sigma_{e_1} + \frac{1}{3}T_1\right)\frac{r_{n+1}^2 - r_1^2}{2r_{n+1}^2 - r_1^2}. \qquad (57)$$

Выведенные нами формулы показывают, что пределы возможных сопротивлений по деформациям радиальной и тангенциальной зависят только от качества материала первого слоя (трубы) и внутреннего и наружного радиусов скрепленного ствола. Величина тангенциального напряжения сжатия не зависит ни от числа слоев, ни от качества металла скрепляющих слоев [см. формулу (45)].

Сопоставляя формулы (53) и (54) с формулой (34) для прочного сопротивления нескрепленного ствола, видим, что предел возможного сопротивления при условии равенства внутренних и наружных радиусов можно рассматривать как предел прочного сопротивления простой трубы с пределом упругости, равным $\sigma_{e_1} + T_1$. Исходя из этого, к скрепленному стволу можем применить все то, что было сказано в отношении ствола нескрепленного, а именно:

а) С увеличением наружного радиуса скрепленного ствола возможное упругое сопротивление P_1 увеличивается и при $r_{n+1} = \infty$ достигает наибольшего значения, равного

$$P_1 = \frac{3}{4}(\sigma_{e_1} + T_1).$$

б) Для суждения о возрастании предела возможного сопротивления по тангенциальной деформации можно пользоваться той же таблицей, что и для простой трубы, только нужно вместо σ_{e_1} поставить $\sigma_{e_1} + T_1$. Поэтому для скрепленного ствола, так же как для нескрепленного, начиная с толщины стенки в один калибр, увеличение предела возможного сопротивления по тангенциальной деформации идет медленно.

Все сказанное в равной мере относится и к пределу возможного сопротивления по радиальной деформации.

Изменение прочного сопротивления по тангенциальной деформации в зависимости от изменения толщины стенок и величины T_1 видно из табл. 5.

Таблица 5

$\frac{r_{n+1}}{r_1}$	Толщина стенки в калибрах	$\frac{P_1}{\sigma_{e_1}}$		
		$T_1 = 0{,}25\sigma_{e_1}$	$T_1 = 0{,}5\sigma_{e_1}$	$T_1 = 0{,}75\sigma_{e_1}$
2,0	0,5	0,6250	0,7500	0,8750
2,2	0,6	0,6742	0,8089	0,9437
2,4	0,7	0,7129	0,8554	0,9980
2,6	0,8	0,7433	0,8926	1,0413
2,8	0,9	0,7689	0,9277	1,0716
3,0	1,0	0,7895	0,9473	1,1051
3,2	1,1	0,8065	0,9677	1,290
3,4	1,2	0,8209	0,9850	1,1492

На практике наибольшее значение T_1 допускается не более $^3/_4\sigma_{e_1}$.

Наружный радиус скрепленного ствола определяется из отношения, которое мы можем получить, решая уравнения (54) и (57).

Для расчета:

1) по тангенциальной деформации

$$\frac{r_{n+1}}{r_1} = \sqrt{\frac{3(\sigma_{e_1} + T_1) + 2P_1}{3(\sigma_{e_1} + T_1) - 4P_1}}; \tag{58}$$

2) по радиальной деформации

$$\frac{r_{n+1}}{r_1} = \sqrt{\frac{3\sigma_{e_1} + T_1 - 2P_1}{3\sigma_{e_1} + T_1 - 4P_1}}. \tag{59}$$

13. ДИАГРАММА НАПРЯЖЕНИЙ В СТЕНКЕ СКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА

Для более полного представления о преимуществе скрепления рассмотрим, как распределяются давления и напряжения в двухслойном скрепленном стволе, подвергнутом изнутри давлению $P_1 = 4000$ *кг/см²* при произведенном давлении $P'_2 = 750$ *кг/см²*.

Допустим, что ствол имеет следующие радиусы:

$$r_1 = 40 \text{ мм}, \quad r_2 = 80 \text{ мм} \text{ и } r_{n+1} = r_3 = 120 \text{ мм}.$$

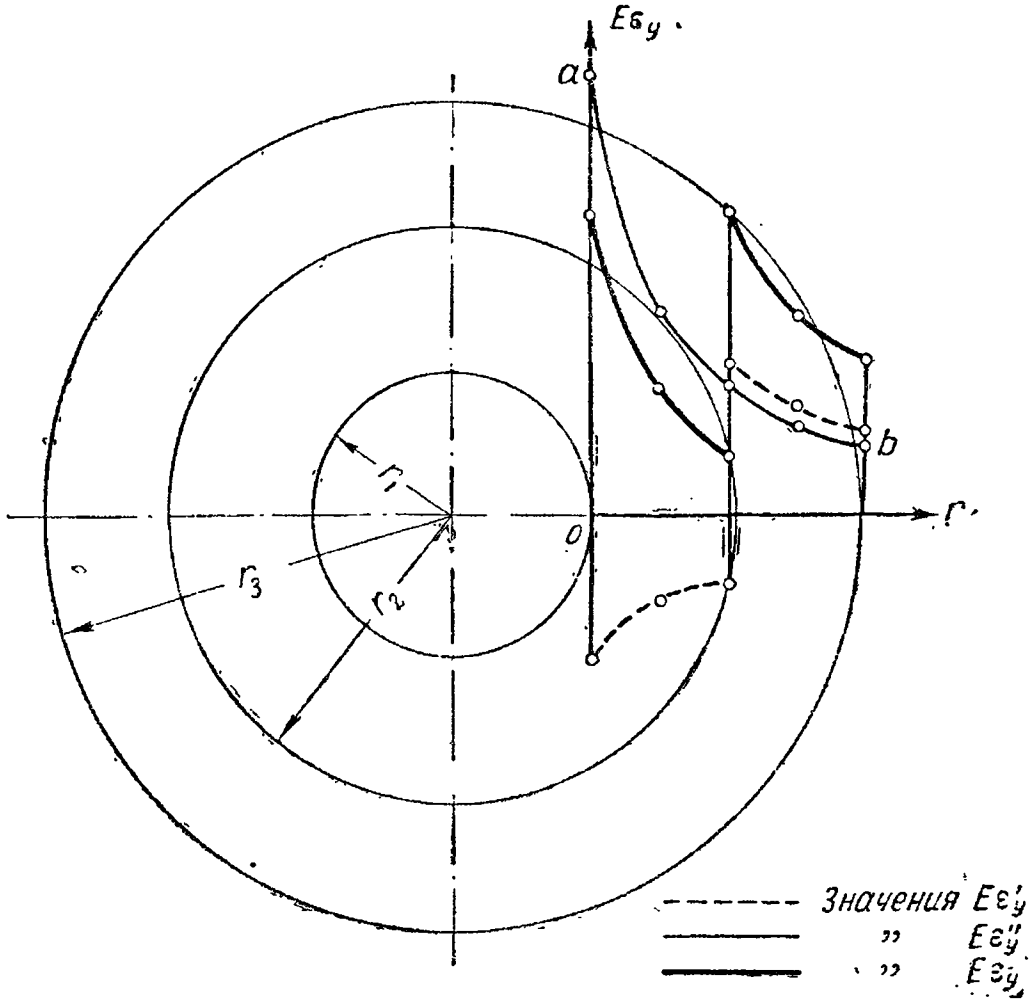
Дополнительное давление между слоями на основании уравнения (35) определится из выражения:

$$P''_2 = P_1 \frac{r_1^2}{r_2^2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} = 4000 \frac{16}{64} \frac{144 - 64}{144 - 16} = 625 \text{ кг/см}^2,$$

и следовательно:

$$P_2 = P'_2 + P''_2 = 750 + 625 = 1375 \text{ кг/см}^2.$$

На основании уравнений системы (16) имеем следующие выражения для определения напряжений в стенке рассматриваемого ствола:



Фиг. 18.

Таблица 6

Труба					Кожух				
r в *см*	r^2	$E\varepsilon'_y$ в *кг/см²*	$E\varepsilon''_y$ в *кг/см²*	$E\varepsilon_y$ в *кг/см²*	r в *см*	r^2	$E\varepsilon'_y$ в *кг/см²*	$E\varepsilon''_y$ в *кг/см²*	$E\varepsilon_y$ в *кг/см²*
4	16	—2000	6334	4334					
5	25	—1520	4174	2654					
6	36	—1140	2950	1810					
7	49	—1098	2282	1184					
8	64	—1000	1833	833	8	64	2200	1833	4030
					9	81	1820	1520	3340
					10	100	1552	1293	2845
					11	121	1352	1130	2482
					12	144	1200	1000	2200

а) Для определения приведенных тангенциальных напряжений $E\varepsilon'_y$, произведенных скреплением, в стенке внутренней трубы с радиусами r_1 и r_2, для которой P'_2 — давление наружное,

$$E\varepsilon'_y = -\frac{2}{3}P'_2\frac{r_2^2}{r^2}\cdot\frac{r^2+2r_1^2}{r_2^2-r_1^2},$$

где r может иметь значения от r_1 до r_2.

б) Для тех же напряжений в стенке кожуха с радиусами r_2 и r_3, для которого P'_2 является давлением внутренним,

$$E\varepsilon'_y = \frac{2}{3}P'_2\frac{r_2^2}{r^2}\frac{2r_3^2+r^2}{r_3^2-r_2^2},$$

где r может иметь значения от r_2 до r_3.

в) Для определения приведенных тангенциальных дополнительных напряжений в стенке трубы будем иметь:

$$E\varepsilon''_y = \frac{2}{3}P_1\frac{r_1^2}{r^2}\frac{2r_2^2+r^2}{r_2^2-r_1^2} - \frac{2}{3}P''_2\frac{r_2^2}{r^2}\frac{r^2+2r_1^2}{r_2^2-r_1^2}.$$

г) Для тех же напряжений в стенках кожуха

$$E\varepsilon''_y = \frac{2}{3}P''_2\frac{r_2^2}{r^2}\frac{2r_3^2+r^2}{r_3^2-r_2^2},$$

так как наружное давление у кожуха равно нулю.

Действительные приведенные тангенциальные напряжения найдутся как алгебраическая сумма, а именно

$$E\varepsilon_y = E\varepsilon'_y + E\varepsilon''_y.$$

Аналогично этим формулам можно было бы составить выражения для определения приведенных радиальных напряжений. Однако ограничимся здесь построением диаграммы указанных выше напряжений, так как они достаточно полно характеризуют смысл и сущность скрепления ствола.

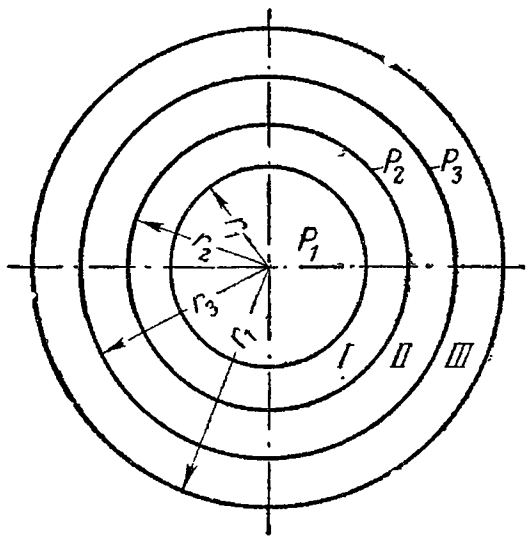
Все расчеты по вышеприведенным формулам сведены в табл. 6.

Для большей наглядности полученные величины представлены графически на фиг. 18.

Кривая *ab* на графике показывает, как были бы напряжены отдельные слои стенки, если бы ствол был изготовлен нескрепленным, но с радиусами $r_1 = 40$ *мм* и $r_{n+1} = 120$ *мм* при действии давления в канале ствола $P_1 = 4000$ *кг/см*^{2}. В скрепленном стволе наружные слои напряжены больше, чем в нескрепленном, а внутренние значительно меньше. Благодаря этому достигается возможность повысить прочное сопротивление ствола скреплением.

14. ПРЕДЕЛ ПРОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА ПО НАИБОЛЬШЕЙ ДЕФОРМАЦИИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПРЕДЕЛОВ УПРУГОСТИ МЕТАЛЛА СЛОЕВ

Рассмотрим поперечное сечение трехслойного скрепленного ствола, имеющего радиусы r_1, r_2, r_3 и r_4 (фиг. 19). Во время выстрела в канале ствола подействует давление P_1 и к произведенным давлениям прибавятся дополнительные. В результате между слоями будут существовать давления P_2, P_3, которые мы назвали давлениями действительными, или равнодействующими. В данном случае каждый слой можно рассматривать как простую трубу, подвергнутую внутреннему и наружному давлениям, за исключением третьего слоя, для которого наружное давление P_1 равно атмосферному и которое мы принимаем равным нулю. Рассмотрим случай, когда во всех слоях на их внутренних поверхностях тангенциальная деформация является наибольшей.



Фиг. 19.

Пользуясь уравнением системы (16), для тангенциальной деформации напишем выражение приведенных тангенциальных напряжений на внутренней поверхности каждого слоя. Получим: для внутренней поверхности трубы

$$E\varepsilon_{y_1} = \frac{2}{3} P_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \qquad \text{(а)}$$

для внутренней поверхности второго слоя

$$E\varepsilon_{y_2} = \frac{2}{3} P_2 \frac{2r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - P_3 \frac{2r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \qquad \text{(б)}$$

и для внутренней поверхности третьего слоя

$$E\varepsilon_{y_3} = \frac{2}{3} P_3 \frac{2r_4^2 + r_3^2}{r_4^2 - r_3^2}. \qquad \text{(в)}$$

Так как слои должны только упруго сопротивляться разрыву, то по принятой нами гипотезе максимальных деформаций необходимо, чтобы

$$E\varepsilon_{y_1} = \sigma_{e_1};$$

$$E\varepsilon_{y_2} = \sigma_{e_2};$$

$$E\varepsilon_{y_3} = \sigma_{e_3},$$

где σ_{e_1}, σ_{e_2} и σ_{e_3} — пределы упругости металла первого, второго и третьего слоев. Имея это в виду и решив уравнение (а) относительно P_1, уравнение (б) относительно P_2 и уравнение (в) относительно P_3, получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2} + P_2\frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2};$$

$$P_2 = \frac{3}{2}\sigma_{e_2}\frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2} + P_3\frac{3r_3^2}{2r_3^2 + r_2^2};$$

$$P_3 = \frac{3}{2}\sigma_{e_3}\frac{r_4^2 - r_3^2}{2r_4^2 + r_3^2}.$$

Подставляя последовательно значения P_2 и P_3 в выражение для P_1, получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2} + \frac{3}{2}\sigma_{e_2}\frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_2^2}\frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2} + \frac{3}{2}\sigma_{e_3}\frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2}\frac{3r_3^2}{2r_3^2 + r_2^2}\frac{r_4^2 - r_3^2}{2r_4^2 + r_3^2}. \quad (60)$$

Для случая четырехслойного ствола мы получили бы следующее уравнение:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2} + \frac{3}{2}\sigma_{e_2}\frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2}\frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2} + \frac{3}{2}\sigma_{e_3}\frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2}\frac{3r_3^2}{2r_3^2 + r_2^2}\frac{r_4^2 - r_3^2}{2r_4^2 + r_3^2} + \frac{3}{2}\sigma_{e_4}\frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2}\frac{3r_3^2}{2r_3^2 + r_2^2}\frac{3r_4^2}{2r_4^2 + r_3^2}\frac{r_5^2 - r_4^2}{2r_5^2 + r_4^2}. \quad (61)$$

Уравнения (60) и (61) выражают собой предел упругого сопротивления скрепленного ствола по тангенциальной деформации. Пользоваться этими уравнениями необходимо, когда

$$P_1 < \frac{3}{4}\sigma_{e_1}.$$

На практике часто встречается случай, когда $P_1 > {}^3/_4\sigma_e$. В этом случае первый слой (трубу) следует рассчитывать по радиальной деформации, как наибольшей, а прочие по тангенциальной. Для того чтобы вывести выражение прочного сопротивления скрепленного ствола для такого случая, напишем выражение абсолютного значения приведенного радиального напряжения на внутренней поверхности первого слоя:

$$|E\varepsilon_{x_1}| = \frac{2}{3}P_1\frac{2r_2^2 - r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{2}{3}P_2\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Так как на внутренней поверхности канала ствола во время выстрела не должны существовать остаточные деформации, то для предельного случая необходимо, чтобы $|E\varepsilon_{x_1}| = \sigma_{e_1}$. Имея это в виду и решая последнее уравнение относительно P_1, получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 - r_1^2} + P_2\frac{r_2^2}{2r_2^2 - r_1^2}.$$

Значения P_2 и P_3 вычисляются по формулам, которыми мы пользовались при выводе предела прочного сопротивления по тангенциальной деформации (стр. 56). После подстановки значений P_2 и P_3 получим:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 - r_1^2} + \frac{3}{2}\sigma_{e_2}\frac{r_2^2}{2r_2^2 - r_1^2}\frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2} +$$

$$+ \frac{3}{2}\sigma_{e_3}\frac{r_2^2}{2r_2^2 - r_1^2}\frac{3r_3^2}{2r_3^2 + r_2^2}\frac{r_4^2 - r_3^2}{2r_4^2 + r_3^2}. \qquad (62$$

Для краткости изложения введем следующие обозначения:

$$y_i = \frac{3r_{i+1}^2}{2r_{i+1}^2 + r_i^2} \text{ и } z_i = \frac{r_{i+1}^2}{2r_{i+1}^2 - r_i^2}.$$

Тогда

$$\frac{r_{i+1}^2 - r_i^2}{2r_{i+1}^2 + r_i^2} = y_i - 1 \text{ и } \frac{r_{i+1}^2 - r_i^2}{2r_{i+1}^2 - r_i^2} = 1 - z_i.$$

Имея это в виду, уравнения (60), (61) и (62) можно переписать в следующем виде:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}(y_1 - 1) + \frac{3}{2}\sigma_{e_2}y_1(y_2 - 1) + \frac{3}{2}\sigma_{e_3}y_1y_2(y_3 - 1); \quad (60a)$$

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}(y_1 - 1) + \frac{3}{2}\sigma_{e_2}y_1(y_2 - 1) + \frac{3}{2}\sigma_{e_3}y_1y_2(y_3 - 1) +$$

$$+ \frac{3}{2}\sigma_{e_4}y_1y_2y_3(y_4 - 1); \qquad (61a)$$

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}(1 - z_1) + \frac{3}{2}\sigma_{e_2}z_1(y_2 - 1) + \frac{3}{2}\sigma_{e_3}z_1y_2(y_3 - 1). \quad (62a)$$

В уравнениях (60а), (61а) и (62а) первый член выражает прочное сопротивление одного внутреннего слоя (трубы), а сумма первых двух членов — общее сопротивление первого и второго слоев и т. д.

Уравнения (60), (61) и (62) находят применение при проектировании орудийных стволов в следующих случаях:

1. Если известны радиусы всех слоев и пределы упругости металла их. Тогда, в зависимости от того, какая деформация на внутренней поверхности первого слоя больше, можно определить предел упругого сопротивления ствола.

2. Если известно P_1 и радиусы всех слоев. Тогда, пользуясь этими уравнениями, можно определить пределы упругости металла слоев. При определении пределов упругости металла обыкновенно задаются пределом упругости металла первого слоя σ_{e_1}, а для определения σ_{e_2}, σ_{e_3} и т. д. их можно положить одинаковыми.

Заданное P_1 можно получить при различных значениях пределов упругости σ_{e_1}, σ_{e_2} и σ_{e_3}. Однако рекомендуется, чтобы предел упругости первого слоя был больше пределов упругости металла прочих скрепляющих слоев, так как труба во время выстрела всегда находится в более тяжелых условиях работы, чем второй и третий слои, почему целесообразнее на ее изготовление употреблять металл с более высокими механическими качествами.

Предварительный выбор σ_{e_1} при заданном значении P_1 имеет то преимущество, что позволяет сразу установить, какая деформация является наибольшей на внутренней поверхности трубы — радиальная или тангенциальная, а это дает возможность правильно выбрать способ расчета при проектировании ствола.

Для облегчения вычислений в приложениях дана таблица различных значений y_i в зависимости от $\frac{r_{i+1}}{r_i}$ (табл. 2).

15. ВЫБОР РАЗМЕРОВ РАДИУСОВ СЛОЕВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СКРЕПЛЕННЫХ СТВОЛОВ

Выше (§ 14) было выведено выражение предела прочного сопротивления ствола, состоящего из трех слоев. Если число слоев n и во всех слоях тангенциальная деформация имеет наибольшее значение, то выражение для предела прочного сопротивления можно представить в следующем виде:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}(y_1 - 1) + \frac{3}{2}\sigma_{e_2} y_1 (y_2 - 1) + \frac{3}{2}\sigma_{e_2} y_1 y_2 (y_3 - 1) + \ldots$$

$$+ \frac{3}{2}\sigma_{e_n} y_1 y_2 y_3 \ldots y_{n-1}(y_n - 1). \qquad (63)$$

Если пределы упругости слоев одинаковы: $\sigma_{e_1} = \sigma_{e_2} = \sigma_{e_3} = \sigma_{e_4} \ldots = \sigma_{e_{n-1}} = \sigma_n = \sigma_e$, тогда уравнение (63) может быть переписано так:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_e (y_1\ y_2\ y_3\ y_4 \ldots y_{n-1}\ y_n - 1), \qquad (63а)$$

где

$$y_i = \frac{3r_{i+1}^2}{2r_{i+1}^2 + r_i^2}.$$

В скобах правой части уравнений (63) и (63а) величины $y_1, y_2, y_3, \ldots$ представляют собой функции радиусов $r_1, r_2, r_3, \ldots, r_{n-1}, r_n$ и r_{n+1}. Если в уравнении при одних и тех же r_1 и r_{n+1} менять

величины промежуточных радиусов r_i, то P_1 будет получать различные значения. Очевидно, что существует такое сочетание радиусов, при котором P_1 будет иметь наибольшее значение. Закон, по которому должны быть выбраны радиусы, чтобы при одинаковых пределах упругости P_1 имело максимальное значение, открыт нашим русским ученым Гадолиным.

На основании его исследований радиусы $r_1, r_2, r_3, \ldots, r_n$ и r_{n+1} должны составлять геометрическую возрастающую прогрессию, знаменатель которой

$$q = \rho^{\frac{1}{n}} \left(\frac{r_{n+1}}{r_1}\right)^{\frac{1}{n}}, \tag{64}$$

где n — число слоев скрепленного ствола.

Радиусы, выбранные по приведенному выше закону Гадолина, называются наивыгоднейшими и находятся в следующем соотношении:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{r_3}{r_2} = \frac{r_4}{r_3} =, \ldots, \frac{r_{n+1}}{r_n}. \tag{65}$$

Ниже приводится табл. 7, которая показывает, как изменяется $\frac{P_1}{\sigma_{e_1}}$ при указанных выше наивыгоднейших радиусах.

Таблица 7

Значения $\frac{P_1}{\sigma_{e_1}}$ при наивыгоднейших размерах слоев

($\sigma_{e_1} = \sigma_{e_2} = \sigma_{e_3} =, \ldots, = \sigma_n$)

$\frac{r_{n+1}}{r_1}$ \ n	1	2	3	4	5
1,5	0,3410	0,3980	0,4200	0,4820	0,4380
1,6	0,3823	0,4595	0,4881	0,5030	0,5123
1,8	0,4491	0,5672	0,6138	0,6888	0,6544
2,0	0,5000	0,6600	0,7260	0,7590	0,7756
2,2	0,5394	0,7406	0,7978	0,8846	0,8620
2,4	0,5703	0,7813	0,8505	0,9005	0,9001
2,5	0,5850	0,7968	0,8740	—	—
2,6	0,5950	0,8111	0,8955	—	—
2,8	0,6151	0,8360	0,9329	—	—
3,0	0,6316	0,8571	—	—	—
3,2	0,6364	0,8754	—	—	—
3,4	0,6567	0,8913	—	—	—
3,5	0,6618	—	—	—	—
∞	0,7500	—	—	—	—

Из таблицы видно, что с увеличением числа слоев при одном и том же отношении $\frac{r_{n+1}}{r_1}$ увеличивается $\frac{P_1}{\sigma_{e_1}}$. При размерах

радиусов, выбранных на основе закона Гадолина, толщины слоев идут, увеличиваясь последовательно от внутренней поверхности к наружной. Таким образом самые тонкие стенки имеют внутренний слой, а самые толстые наружный слой.

Однако такое соотношение толщин труб в конструктивном и производственном отношениях является не совсем выгодным. При чрезмерно тонких стенках внутренней трубы может потребоваться производить скрепление трубы до дула, что неблагоприятно отражается на положении центра тяжести ствола. Кроме того, труба с тонкими стенками при тугом прохождении снаряда под действием пороховых газов может растягиваться, а при термической обработке подвергаться искривлению и требовать вследствие этого правки, которая является нежелательной и далеко не легкой операцией. Кроме того, при большой бутылочности каморы затрудняется постановка лейнера.

Но трубы с толстыми стенками невыгодны в металлургическом отношении, так как они требуют изготовления больших поковок и термическая обработка их затруднительна.

Исходя из этого, на практике при проектировании стволов от наивыгоднейших размеров радиусов обычно отходят, пользуясь ими только для предварительных соображений относительно величины как наружного, так и промежуточных радиусов.

Предположим, что нам задан полукалибр r_1, P_1 и предел упругости металла первого слоя σ_{e_1}. Пусть отношение $\frac{P_1}{\sigma_{e_1}}=0{,}87$. Желая сделать орудие трехслойным ($n=3$), из табл. 7 находим, что выгодно брать отношение $\frac{r_{n+1}}{r_1}=2{,}5$.

Зная $\frac{r_{n+1}}{r_1}$, нетрудно определить r_{n+1}.

Наивыгоднейшие размеры прочих радиусов найдутся из равенства отношений:

$$\frac{r_2}{r_1}=\frac{r_3}{r_2}=\frac{r_4}{r_3},$$

где известными являются r_1 и r_4.

Однако от наивыгоднейших размеров промежуточных радиусов, как уже было указано, на практике отходят и назначают их, исходя из конструктивных соображений и удобства выполнения.

Таблица 8

$\frac{r_{n+1}}{r_1}$ \ n	2	3	4
2,0	0,6552	0,7907	0,7555
2,2	0,7332	0,7898	0,8229
2,4	0,7737	0,8348	0,8788
2,6	0,7995	0,8721	—
2,8	0,8203	0,9031	—

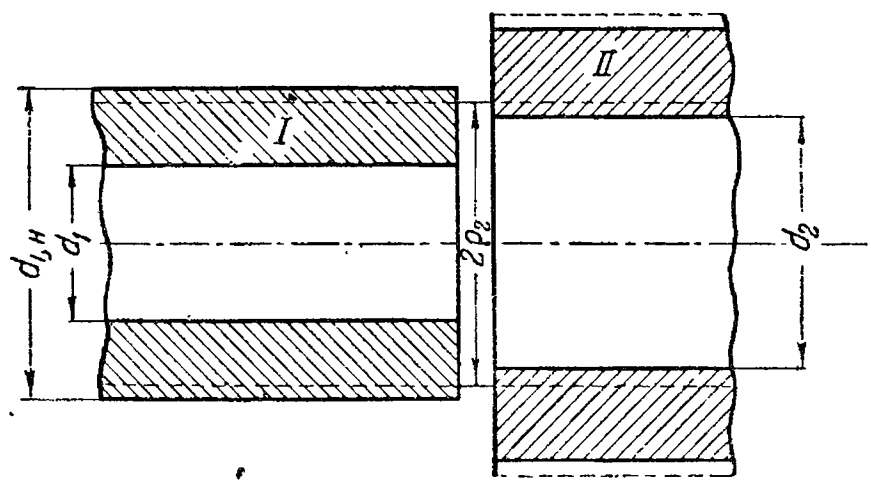
Насколько уменьшается прочное сопротивление скрепленного ствола при отступлении от наивыгоднейших размеров радиусов, показано в табл. 8, где вычислены отношения

$\frac{P_1}{\sigma_e}$ в предположении, что толщины стенок всех слоев одинаковы при одинаковых пределах упругости металла слоев.

Сравнивая данные последних двух таблиц, видим, что для малых отношений $\frac{r_{n+1}}{r_1}$ разница в величинах сопротивления небольшая; она растет с увеличением этого отношения.

16. НАТЯЖЕНИЯ, С КОТОРЫМИ ДОЛЖЕН НАДЕВАТЬСЯ ОДИН СЛОЙ НА ДРУГОЙ

Скрепление стволов надеванием одного слоя на другой производится, начиная с внутреннего слоя. Сначала на трубу надевают второй слой, потом на первые два слоя — третий и т. д. Можно производить сборку также и начиная с наружного слоя. Рассмотрим первый способ сборки скрепленного ствола, так как второй способ на практике почти не применяется.



Фиг. 20.

При скреплении для создания произведенных давлений между слоями последние надеваются друг на друга с натяжением. Для этого внутренний диаметр надеваемого слоя делается меньше, чем наружный диаметр того слоя, на который он надевается. Разность между этими диаметрами называется абсолютным натяжением, которое мы обозначим через q.

Рассмотрим скрепление второго и первого слоев в трехслойном стволе.

Если обозначим через $d_{1н}$ — наружный диаметр первого слоя и через d_2 — внутренний диаметр второго слоя до их скрепления, то натяжение q_2 между ними выразится следующей зависимостью:

$$q_2 = d_{1н} - d_2 = 2r_{1н} - 2r_2. \qquad (66)$$

После надевания второго слоя (фиг. 20) на первый соприкосновение их произойдет по цилиндрической поверхности, радиус

которой обозначим через ρ_2. Отношение

$$\gamma_2 = \frac{q_2}{2\rho_2}$$

называется относительным натяжением.

Очевидно, что

$$r_{1\,н} > \rho_2 > r_2.$$

Относительное натяжение представляет весьма малую величину, и максимальное ее значение может быть определено из следующих соображений. При скреплении надеваемый слой нагревается до некоторой температуры $t°$, вследствие чего он расширяется на величину αt, где α — коэфициент линейного расширения при нагревании. Для того чтобы скрепляющий слой можно было удобно надеть на слой скрепляемый, между ними должен существовать некоторый зазор, относительная величина f которого принимается несколько меньше, чем относительное натяжение, и берется равной $f = k\gamma$, где $k \leqslant 1$.

Отсюда следует, что относительное максимальное расширение λ_{max} надеваемого слоя должно быть $\lambda_{max} = \frac{\alpha t}{1+k}$.

Практически допустимая температура при скреплении колеблется в пределах от 400 до 450°.

Принимая $t = 400°$ C; $\alpha = 0{,}000012$ и полагая $k = 0{,}75$, получим, что

$$\lambda_{max} = \frac{0{,}000012 \cdot 400}{1 + 0{,}75} = 0{,}0025.$$

На практике относительное натяжение более 0,002 не делается, так как для производства скрепления скрепляющий слой пришлось бы нагреть до более высокой температуры, а это может привести к изменению механических качеств металла.

Обозначая через $\delta r_{1\,н}$ и δr_2 изменения радиусов $r_{1\,н}$ и r_2 после скрепления, можем написать:

$$\rho_2 = r_{1\,н} + \delta r_{1\,н} = r_2 + \delta r_2,$$

откуда

$$r_{1\,н} - r_2 = \delta r_2 - \delta r_{1\,н}.$$

Имея это в виду, выражение для натяжения можем написать в следующем виде:

$$q_2 = 2(\delta r_2 - \delta r_{1\,н}). \qquad (67)$$

Обозначим теперь через $\varepsilon^{1(2)}_{y_1\,н}$ и $\varepsilon^{1(2)}_{y_2}$ относительные тангенциальные деформации на наружной поверхности первого слоя и внутренней поверхности второго. Значок (2), поставленный вверху у букв, показывает, что эти деформации вызваны надеванием второго слоя.

Так как

$$\varepsilon^{1(2)}_{y1\,н} = \frac{\delta r_{1\,н}}{r_{1\,н}} \quad \text{и} \quad \varepsilon^{1(2)}_{y_2} = \frac{\delta r_2}{r_2},$$

то

$$q_2 = 2\left(r_2\varepsilon^{1(2)}_{y_2} - r_{1\,н}\,\varepsilon^{1(2)}_{y1\,н}\right) = 2r_2\left(\varepsilon^{1(2)}_{y_2} - \frac{r_{1н}}{r_2}\,\varepsilon^{1(2)}_{y1\,н}\right).$$

Полагая $\frac{r_{1\,н}}{r_2} = 1$, получим:

$$q_2 = 2r_2\left(\varepsilon^{1(2)}_{y_2} - \varepsilon^{1(2)}_{y_1\,н}\right). \tag{68}$$

После надевания второго слоя на первый между ними возникнет давление p'_2, которое меньше произведенного давления P'_2 и которые мы назовем давлением наросшим.

После надевания третьего слоя на второй между вторым и третьим слоями возникает давление P'_3. В результате действия давления P'_3 на наружную поверхность второго слоя между ним и первым слоем появится давление $p'^{(3)}_2$, которое назовем дополнительным давлением от скрепления, и следовательно:

$$P'_2 = p'_2 + p^{1(3)}_2,$$

откуда

$$p'_2 = P'_2 - p'^{(3)}_2. \tag{69}$$

Дополнительное давление $p'^{(3)}_2$ можно выразить через P'_3, пользуясь системой уравнений (16) и рассматривая первый и второй слои как моноблок с радиусами r_1 и r_3. Имея это в виду, можем написать:

$$p'^{(3)}_2 = P'_3\frac{r_3^2}{r_2}\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_1^2}. \tag{70}$$

Подставляя значение $p'^{(3)}_2$ в уравнение (69), получим:

$$p'_2 = P'_2 - P'_3\frac{r_3^2}{r_2}\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_1^2}. \tag{71}$$

После такого краткого рассмотрения вопроса о нарастании давлений между слоями вернемся к вопросу о натяжениях. Плотное прилегание между трубой и вторым слоем, которое имело место после надевания последнего, не нарушится и после действия давления P'_3 на наружной поверхности второго слоя. Напишем выражения для значений $\varepsilon^{1(2)}_{y1\,н}$ и $\varepsilon^{1(2)}_{y_2}$:

$$\varepsilon^{1(2)}_{y1\,н} = -\frac{2}{3}\frac{1}{E}p'_2\frac{r_2^2 + 2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

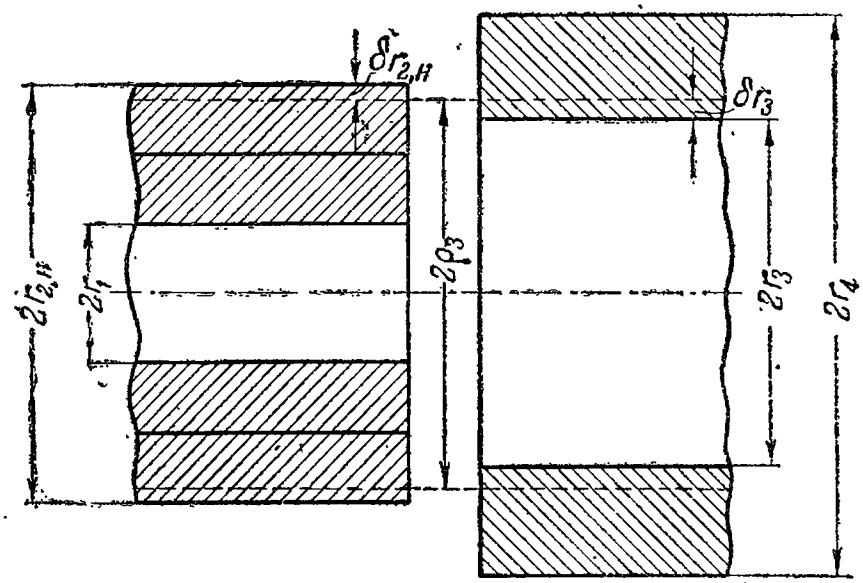
$$\varepsilon^{1(2)}_{y_2} = \frac{2}{3}\frac{1}{E}p'_2\frac{2r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2}.$$

Пользуясь уравнением (68), можем написать:

$$Eq_2 = 2r_2\left(\frac{2}{3}p_2'\frac{2r_3^2+r_2^2}{r_3^2-r_2^2}+\frac{2}{3}p_2'\frac{r_2^2+2r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\right).$$

После алгебраических преобразований будем иметь:

$$q_2 = p_2'\frac{2r_2}{E}\frac{2r_2^2\left(r_3^2-r_1\right)}{\left(r_3^2-r_2^2\right)\left(r_2^2-r_1^2\right)}.$$



Фиг. 21.

Подставляя сюда значение p_2' из уравнения (71), получим:

$$q_2 = P_2'\frac{2r_2}{E}\frac{2r_2^2\left(r_3^2-r_1^2\right)}{\left(r_3^2-r_2^2\right)\left(r_2^2-r_1^2\right)}-P_3'\frac{2r_2}{E}\frac{2r_3^2}{r_3^2-r_2^2}.$$

Так как $\frac{q_2}{2r_2}=\gamma_2$, то

$$E\gamma_2 = P_2'\frac{2r_2^2\left(r_3^2-r_1^2\right)}{\left(r_3^2-r_2^2\right)\left(r_2^2-r_1^2\right)}-P_3'\frac{2r_3^2}{r_3^2-r_2^2}. \qquad (72)$$

Формула (72) служит для определения натяжений между первым и вторым слоем в трехслойном скрепленном стволе. Если скрепленный ствол двухслойный, то $P_3'=0$, и следовательно:

$$E\gamma_2 = P_2'\frac{2r_2^2\left(r_3^2-r_1^2\right)}{\left(r_3^2-r_2^2\right)\left(r_2^2-r_1^2\right)}. \qquad (73)$$

Что касается натяжения q_3 между вторым и третьим слоем, то путем аналогичных рассуждений, которые были приведены относительно q_2, можем написать:

$$q_3 = 2r_3\left(\varepsilon_{y_3}'-\varepsilon_{y2\,н}'\right), \qquad (74)$$

где ε'_{y_3} — произведенная тангенциальная деформация на внутренней поверхности третьего слоя,

$\varepsilon'_{y2\,н}$ — произведенная тангенциальная деформация на наружной поверхности второго слоя.

Между внутренней поверхностью третьего слоя и наружной поверхностью второго слоя после надевания третьего слоя на первые два в трехслойном орудии устанавливается произведенное давление P'_3. Рассматривая первый и второй слои как моноблок, можем написать:

$$E\varepsilon'_{y_2} = \frac{2}{3} P'_3 \frac{2r_4^2 + r_3^2}{r_4^2 - r_3^2}$$

и

$$E\varepsilon'_{y2\,н} = -\frac{2}{3} P'_3 \frac{r_3^2 + 2r_1^2}{r_3^2 - r_1^2}.$$

Подставляя эти выражения в уравнение (74), обозначая

$$\gamma_3 = \frac{q_3}{2r_3}$$

и производя алгебраические преобразования, получим:

$$E\gamma_3 = P'_3 \frac{3r_3^2\left(r_4^2 - r_1^2\right)}{\left(r_4^2 - r_3^2\right)\left(r_3^2 - r_1^2\right)}. \qquad (75)$$

Уравнения (72) и (75) служат для определения относительных натяжений в трехслойном стволе.

Если бы мы рассматривали общий случай скрепленного ствола, состоящего из n слоев, то получили бы следующее общее выражение для определения натяжения:

$$E\gamma_i = P'_i \frac{2r_i^2\left(r_{i+1}^2 - r_1^2\right)}{\left(r_{i+1}^2 - r_i^2\right)\left(r_i^2 - r_1^2\right)} - P'_{i+1} \frac{2r_{i+1}^2}{r_{i+1}^2 - r_i^2}, \qquad (76)$$

где индексу „i“ можно давать значения от 2 до n.

17. СЖАТИЕ КАНАЛА СКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА В ФУНКЦИИ ОТ НАТЯЖЕНИЙ И РАЗМЕРОВ СЛОЕВ

При выводе предела возможного сопротивления скрепленного ствола нами было получено (46), что тангенциальное напряжение сжатия

$$T_1 = P'_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

откуда

$$P'_2 = T_1 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2}.$$

Внося это выражение P_2' в уравнение (73), получим:

$$E\gamma_2 = T_1 \frac{r_3^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_2^2}. \tag{77}$$

Последнее выражение дает зависимость тангенциального сжатия канала ствола от натяжения и размеров слоев в двухслойном скрепленном стволе.

Для получения зависимости T_1 от натяжений и размеров слоев для многослойного скрепленного ствола воспользуемся общим выражением для натяжений (76), которое перепишем в следующем виде:

$$\frac{Eq_i}{2r_i} \frac{r_{i+1}^2 - r_i^2}{r_{i+1}^2 - r_1^2} = P_i' \frac{2r_i^2}{r_i^2 - r_1^2} - P_{i+1}' \frac{2r_{i+1}^2}{r_{i+1}^2 - r_1^2}.$$

Применим это выражение для трехслойного ствола, давая „i“ значения от 2 до 3; получим:

$$\frac{Eq_2}{2r_2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} = P_2' \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_3' \frac{2r_3^2}{r_3^2 - r_1^2};$$

$$\frac{Eq_3}{2r_3} \frac{r_4^2 - r_3^2}{r_4^2 - r_1^2} = P_3' \frac{2r_3^2}{r_3^2 - r_1^2}.$$

Складывая почленно правые и левые части двух последних выражений и имея в виду формулу (46), получим:

$$T_1 = \frac{Eq_2}{2r_2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} + \frac{Eq_3}{2r_3} \frac{r_4^2 - r_3^2}{r_4^2 - r_1^2}, \tag{78}$$

или

$$T_1 = E\gamma_2 \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} + E\gamma_3 \frac{r_4^2 - r_3^2}{r_4^2 - r_1^2}, \tag{79}$$

т. е. выражения тангенциального напряжения сжатия канала трехслойного скрепленного ствола в функции от натяжений между слоями и размеров слоев.

Для четырехслойного ствола имели бы по аналогии:

$$T_1 = E\gamma_2 \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} + E\gamma_3 \frac{r_4^2 - r_3^2}{r_4^2 - r_1^2} + E\gamma_4 \frac{r_5^2 - r_4^2}{r_5^2 - r_1^2}. \tag{80}$$

В случае, если задаемся допускаемым тангенциальным напряжением сжатия T_1 на внутренней поверхности канала скрепленного ствола и принимаем натяжения одинаковыми для всех слоев, то величину их можно определить из выражения (80).

Полагая $\gamma_2 = \gamma_3 = \gamma_4 = \gamma$, получим:

$$\gamma = \frac{T_1}{E\left(\frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} + \frac{r_4^2 - r_3^2}{r_4^2 - r_1^2} + \frac{r_5^2 - r_4^2}{r_5^2 - r_1^2}\right)}. \qquad (81)$$

Как было указано, значение относительного натяжения γ_i не должно превосходить 0,002. Таким образом речь идет о величинах, составляющих всего несколько десятых долей миллиметра для малых и средних калибров и не превосходящих одного миллиметра для орудий крупных калибров. Поэтому для получения надлежащих величин натяжений механическая обработка поверхностей прилегания слоев должна быть очень точной и тщательной. После чистовой обработки резцом указанные поверхности обычно подвергаются полировке.

Однако, несмотря на тщательность обработки, величины натяжений на практике нередко отклоняются от теоретических значений. В таких случаях следует произвести исследования деформаций и напряжений, вызываемых скреплением, для более важных сечений ствола. При этом исследовании необходимо обратить внимание, чтобы тангенциальное напряжение сжатия канала ствола T_1 не превосходило допускаемой величины и чтобы требуемое упругое сопротивление ствола было полностью обеспечено.

Так как на обработку поверхностей прилегания назначаются определенные допуски, то это также приводит к тому, что теоретические натяжения будут отличаться от практических. Поэтому рекомендуется всегда производить расчет прочности ствола на минимальное и максимальное значение практических натяжений с учетом назначаемых допусков.

18. ПРИМЕНЕНИЕ ПОЛУЧЕННЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СКРЕПЛЕННЫХ СТВОЛОВ

(См. приложение 1)

Имея кривую давления в канале ствола, подобно тому как это было показано для ствола нескрепленного (фиг. 16), все ординаты ее увеличивают, умножая соответствующие им давления на выбранный коэфициент запаса прочности, и получают так называемую кривую желаемого прочного сопротивления *ABCD* (см. приложение 1). Ординаты этой кривой представляют собой расчетные давления для соответствующих сечений ствола и равны $P_1 = np_1$, где p_1 — давление пороховых газов в канале ствола, n — коэфициент запаса прочности — берется в пределах $n = 1{,}2 \div 1{,}35$.

Дальнейший расчет может вестись в различной последовательности, и потому излагаемая здесь схема расчета не является единственной и может быть изменена в зависимости от выбранных конструктором основных исходных данных при составлении проекта ствола.

Расчет обычно начинают по месту максимального давления. Он заключается в выборе размеров радиусов слоев, в установ-

лении пределов упругости материала их, в определении натяжений и других данных, обеспечивающих и характеризующих упругое сопротивление ствола.

Задавшись вначале пределом упругости металла первого слоя σ_{e_1}, можно установить, по какой деформации надлежит вести расчет—по тангенциальной $\left(P_1 < \frac{3}{4}\sigma_{e_1}\right)$ или радиальной $\left(P_1 > \frac{3}{4}\sigma_{e_1}\right)$. При выборе металла надлежит руководствоваться соответствующими стандартами на орудийную сталь. Чаще всего для первого слоя скрепленных стволов современных орудий предел упругости σ_{e_1} выбирается в пределах от 50 до 60 *кг/мм*^{2}, если нет каких-либо специфических условий, утяжеляющих служебную работу ствола и требующих повышенных качеств от материала трубы.

Выбрав предел упругости металла σ_{e_1}, нетрудно определить отношение $\frac{P_1}{\sigma_{e_1}}$, после чего из табл. 7 (стр. 59) можно ориентировочно установить отношение наружного радиуса r_{n+1} к внутреннему r_1.

Покажем это на примере для трехслойного ствола $(n = 3)$. Пусть $\frac{P_1}{\sigma_{e_1}} = 0{,}875$. Из табл. 7 находим отношение $\frac{r_{n+1}}{r_i} = 2{,}5$. Если полукалибр орудия $r_1 = 75$ *мм*, то $r_4 = 75 \cdot 2{,}5 = 18{,}75$ *см*. Прочие радиусы, как это было указано, выбираются в зависимости от конструктивных соображений. Возможны отступления и от наружного радиуса r_4.

Зная радиусы r_1, r_2, r_3 и r_4 и полагая $\sigma_{e_2} = \sigma_{e_3} = \sigma_e$, из уравнения (60) для предела упругого сопротивления определяем σ_e. Если пределы упругости прочих слоев получаются больше, чем предел упругости первого слоя, то расчет производят, сначала увеличив значение σ_{e_1}.

После этого необходимо, пользуясь уравнением (53), для предела возможного сопротивления определить тангенциальное напряжение сжатия на внутренней поверхности канала T_1, которое должно удовлетворять условию

$$T_1 \leqslant \frac{3}{4}\sigma_{e_1}.$$

Действительные, или равнодействующие, давления P_2 и P_3 найдутся из условий прочного сопротивления второго и третьего слоев по формулам, которые нами были получены при выводе общего выражения для предела упругого сопротивления (стр. 56), а именно:

$$P_2 = \frac{3}{2}\sigma_{e_2}\frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2} + \frac{3}{2}\sigma_{e_3}\frac{3r_3^2}{2r_3^2 + r_2^2}\frac{r_4^2 - r_3^2}{2r_4^2 + r_3^2};$$

$$P_3 = \frac{3}{2}\sigma_{e_3}\frac{r_4^2 - r_3^2}{2r_4^2 + r_3^2}.$$

Дополнительные давления найдутся из формулы (43):

$$P_i'' = P_1 \frac{r_1^2}{r_i^2} \frac{r_{n+1}^2 - r_i^2}{r_{n+1}^2 - r_1^2},$$

а произведенные давления найдутся как разность между равнодействующим и дополнительным, о чем было сказано выше.

После определения произведенных давлений рекомендуется произвести проверку правильности проделанных расчетов по формуле:

$$T_1 = P_2' \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Вычисленное T_1 по этой формуле должно быть равно полученному из формулы для предела возможного сопротивления ствола.

По полученным значениям произведенных давлений определяются как относительные, так и абсолютные натяжения между слоями (см. § 17).

Наружное очертание ствола в казенной части делается цилиндрическим с наружным радиусом, равным радиусу, выбранному по месту максимального давления (сечение *IV*). Наружную цилиндрическую часть ствола делают несколько дальше места максимального давления по направлению к дулу (сечение *V*), на 1,5—2 калибра.

За цилиндрической частью наружное очертание ствола к дулу сводится на конус, как это показано на чертеже.

Скрепляющие слои, начиная с наружного, заканчиваются там, где прочность лежащих под ним слоев равна желаемому прочному сопротивлению. Так, например, в рассматриваемом нами трехслойном стволе третий слой можно закончить в сечении *VI*, где расчетное давление P_1, соответствующее ординате кривой желаемого прочного сопротивления в указанном сечении, равно сумме двух первых членов выражения (60) для упругого сопротивления ствола. Второй слой заканчивается в сечении *VII*, где прочность одной внутренней трубы равна желаемому прочному сопротивлению.

Натяжения делаются различными по сечениям трубы. От величины их зависит величина T_1 тангенциального напряжения сжатия канала ствола.

При резком переходе от одной величины натяжения к другой резко меняется T_1, что нежелательно.

Как на неудачный пример конструкции ствола в этом отношении следует указать на ствол 122-*мм* гаубицы Круппа образца 1909 г. В конструкции этого ствола для закрепления захватов на дульную часть с большим натяжением надевалось кольцо. В результате на внутренней поверхности канала нескрепленной части ствола создавалось тангенциальное напряжение сжатия T_1. Служба ствола этой гаубицы показала, что во время выстрела

при нормальных условиях заряжания имели место частые разрывы его около упомянутого кольца. Однако, когда кольцо стали надевать без натяжения, разрывы прекратились.

Русский артиллерист Калакуцкий своими исследованиями показал, что в случае нарушения установившегося движения снаряда по каналу ствола имеют место так называемые анормальные давления пороховых газов, которые возникают в том сечении ствола, где происходит нарушение установившегося движения снаряда. Очевидно, эти обстоятельства имели место и в стволе указанной выше гаубицы.

Дело в том, что снаряд во время движения по каналу ствола своим пояском движет впереди себя тонкий слой металла трубы, прилегающий к внутренней поверхности канала. Если труба в каком-либо сечении резко сжата, то, очевидно, должно получиться местное выпучивание того металла, который, как бы протягиваясь, движется впереди пояска. Ясно, что подобного рода выпучивание должно привести хотя бы к незначительному нарушению установившегося движения снаряда и создать все необходимые условия для возникновения анормальных давлений в канале ствола, превосходящих предел упругого сопротивления последнего. Это обстоятельство учтено в конструкции ствола нашей 76,2-*мм* пушки образца 1902 г., на котором муфта закрепляется от соскальзывания не надеванием ее на трубы с натяжением, а специальным упорным кольцом.

После просчета всех сечений, где имеет место изменение размеров радиусов, мы получим ломаную ***abcdefgmn*** (см. приложение 1), называемую кривой действительного прочного сопротивления ствола, характеризующую прочность ствола в различных его сечениях.

Приведенная схема расчета имеет тот недостаток, что не дает представления о степени напряжения металла в отдельных слоях.

Во французской артиллерии стремятся спроектировать ствол так, чтобы в двухслойном стволе напряжения в трубе не превосходили $\frac{2}{3}\sigma_{e_1}$, а в кожухе — $\frac{3}{4}\sigma_{e_2}$. Из этих соображений выражение для предела упругого сопротивления (60) может быть написано в следующем виде:

$$p_1 = \frac{3}{2}\left(\frac{2}{3}\sigma_{e_1}\right)\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{3}{4}\sigma_{e_2}\right)\frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2}\cdot\frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r^2}. \qquad (82)$$

При этом p_1 должно равняться давлению пороховых газов в канале ствола. Общий коэфициент запаса прочности, который мы раньше принимали в расчет, при пользовании этой формулой упругого сопротивления ствола оказывается распределенным между трубой и кожухом. При пользовании этой формулой соответственно изменяются и некоторые другие расчетные формулы, а именно:

а) Для равнодействующего давления между трубой и кожухом будем иметь:

$$p_2 = \frac{3}{2}\left(\frac{3}{4}\sigma_{e_2}\right)\frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2}. \qquad (83)$$

б) Дополнительные давления будут вычисляться по той же формуле (43):

$$p_2'' = p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}\frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2}, \qquad (84)$$

где p_1 — давление пороховых газов в канале ствола в рассчитываемом сечении без учета общего коэфициента запаса прочности.

в) Произведенное давление P_2' определяется из выражения:

$$p_2 - p_2'' = P_2'.$$

При проведении расчета по изложенной нами выше схеме рекомендуется проверить степень напряженности металла отдельных слоев скрепленного ствола следующим образом. После того как определены натяжения и соответствующие произведенные давления, по формулам системы (16) нетрудно определить $E\varepsilon_y'$ — приведенные тангенциальные напряжения, произведенные скреплением, на внутренних поверхностях трубы и кожуха. Затем, зная давление в канале ствола в рассматриваемом сечении, без принятия в расчет коэфициента запаса прочности, по известным формулам нужно определить дополнительные давления между слоями, а по ним и соответствующие значения $E\varepsilon_y''$ на тех же поверхностях первого и второго слоев.

Складывая соответствующие значения $E\varepsilon_y'$ и $E\varepsilon_y''$, мы получим равнодействующие значения $E\varepsilon_y$ на внутренних поверхностях того и другого слоя. Составляя отношения $\frac{E\varepsilon_{y_1}}{\sigma_{e_1}}$ и $\frac{E\varepsilon_{y_2}}{\sigma_{e_2}}$, мы будем иметь представление о степени напряженности металла в отдельных слоях. Если эти отношения равны единице или близки к ней, то это указывает, что во время выстрела имеется опасность в данном слое получить остаточные деформации.

В стволе, рационально спроектированном с точки зрения прочности, необходимо стремиться к тому, чтобы

$$\frac{E\varepsilon_{y_1}}{\sigma_{e_1}} \leqslant 0{,}66 \quad \text{и} \quad \frac{E\varepsilon_{y_2}}{\sigma_{e_2}} \leqslant 0{,}75.$$

Вообще следует добиваться, чтобы отношение $\frac{E\varepsilon_{y_i}}{\sigma_{e_i}}$, начиная с внутреннего слоя к наружному, все время увеличивалось, но оставалось бы меньше единицы.

Глава IV

ЛЕЙНИРОВАНИЕ ОРУДИЙНЫХ СТВОЛОВ

19. ОБЩИЕ ОСНОВАНИЯ УСТРОЙСТВА СТВОЛОВ СО СВОБОДНЫМ ЛЕЙНЕРОМ

Лейнером называют тонкостенную трубу, вставляемую в рассверленный ствол артиллерийского орудия с целью восстановления изношенного канала ствола. Применяются два способа устройства лейнеров: 1) лейнеры, вставляемые с натяжением и имеющие коническую поверхность по всей длине, и 2) лейнеры, вставляемые с радиальным зазором с цилиндрической или конической наружными поверхностями. Первый вид лейнеров называется скрепленными, а второй — свободными.

Обновление изношенного канала ствола при помощи скрепленного лейнера производится в различных странах по-разному. Так, в английской и американской артиллерии наружная поверхность лейнера изготовляется в виде конуса с падением диаметра от 2 до 5 *мм* на 100 *мм* длины. Изготовленный подобным образом лейнер вставляется в ствол либо путем запрессовки в холодном состоянии, либо горячим способом с минимальным относительным натяжением, — примерно, около 0,001. Назначение столь малого натяжения определяется из условия, чтобы трение, вызванное скреплением, надежно препятствовало смещению лейнера вперед при выстреле. Вопрос о продвижении вперед во время выстрела лейнера подобной конструкции имеет весьма существенное значение.

В английских орудийных стволах при продвижении лейнера при выстреле вперед вследствие его конической поверхности происходило сужение канала ствола.

Во избежание этого лейнеры снабжаются заплечиками и упорными кольцами, этим они обеспечиваются от продольного смещения при выстреле. В новейших американских конструкциях орудийных стволов с целью получения наиболее равномерного прилегания у лейнеров делается лишь один уступ в казенной части.

Из литературных источников[1] видно, что в США вставление и вынимание скрепленного лейнера производятся следующим

[1] См. Army Ordnance, Washington, 1927, v. VIII, p. 156.

способом. Для извлечения изношенного лейнера концы его закрываются таким образом, чтобы через канал лейнера можно было пропустить поток воды. После нагрева ствола до 450° он вынимается из печи и устанавливается на плиту дульной частью вниз, а через канал прогоняется вода. Как только прекратится сильное парообразование прогоняемой воды, ствол поднимается примерно на 10 *см*, после этого оболочка начинает под действием собственного веса сползать и лейнер при помощи крана свободно извлекается из нее.

При вставлении нового лейнера его оболочка нагревается до температуры около 230° С в казенной части и около 300° в дульной. Затем производится вставка лейнера в оболочку, при этом лейнер все время охлаждается посредством пропускания через его канал воды. Когда произойдет полная посадка лейнера, охлаждение его производится ступенчатым способом путем понижения уровня воды в канале от казенной части к дульной. Благодаря такому способу охлаждения достигается плотное прилегание сначала в казенной части, а потом постепенное прилегание оболочки распространяется к дулу. Таким путем достигается надежное скрепление и сводятся к минимуму осевые напряжения, обычно вызываемые при скреплении горячим способом.

В английской артиллерии скрепление конических лейнеров производится посредством загонки лейнера в оболочку ударом молота или под прессом.

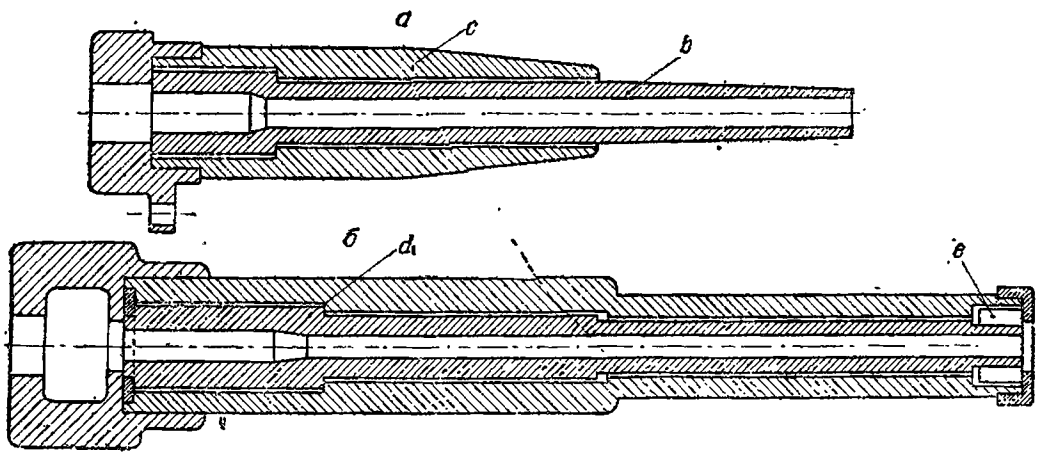
Способ обновления канала ствола при помощи скрепленного лейнера при правильном его осуществлении дает хорошие результаты, однако является длительным и может быть применен только на орудийном заводе.

Быстрое восстановление изношенного ствола может быть произведено посредством свободного лейнера, вставляемого в ствол с зазором. Постановка свободного лейнера предусматривается при проектировании и изготовлении нового ствола. Обычно авторство идеи свободного лейнирования приписывают английской артиллерии и считают изобретением последних 20 лет. Однако из „Трудов особой комиссии из представителей морского и сухопутного ведомств для обсуждения вопросов, касающихся орудийных стволов", работавшей в 1884 — 1885 гг., видно, что еще тогда в России стволы 6-*дм* и 9-*дм* морских орудий изготовлялись с трубой, вставляемой в канал с зазором, что преследовало цель дать возможность производить обновление стволов непосредственно на корабле. Означенной комиссией эта идея устройства стволов не была утверждена и осталась законсервированной на долгие годы. Вновь общее внимание было привлечено к этой идее только во второй половине империалистической войны 1914 — 1918 гг.

Для того чтобы обеспечить быстрое обновление орудийных стволов в полевых условиях, смена свободного лейнера должна быть возможно более простой операцией, не требующей специального оборудования и могущей быть осуществимой в условиях

войсковой части или во всяком случае в подвижных артиллерийских мастерских. Удовлетворение этих требований в применении к орудиям зенитной артиллерии считается необходимым во Франции, Италии и в других странах. Исходя из этого, лейнеры для стволов одного и того же образца указанного вида артиллерии должны быть по возможности взаимозаменяемы.

Существует два вида конструкций орудийных стволов с трубой, вставляемой с зазором.



Фиг. 22.

На фиг. 22,*а* показан продольный разрез ствола, у которого в кожух *c* вставлена с зазором труба *b*. Ствол конструкции подобного рода называется ствол со свободной трубой в отличие от ствола со свободным лейнером, продольный схематический разрез которого показан на фиг. 22,*б*. Свободная труба отличается от лейнера тем, что последний имеет более тонкие стенки, чем труба. В производственном отношении свободная труба имеет некоторые преимущества перед свободными лейнерами.

Наличие более толстых стенок у свободной трубы дает возможность изготовить ее из металла более низкого качества, чем требуется для лейнера. Кроме того, свободная труба менее подвержена прогибу и искривлению при обработке. Величина площади, подлежащей обработке под зазор, у свободной трубы значительно меньше, чем у лейнера, у которого эту площадь составляет вся его наружная поверхность. Последнее обстоятельство также облегчает и ускоряет производство свободных труб по сравнению со свободным лейнером. Однако, несмотря на производственные преимущества, стволы со свободной трубой не получили широкого распространения, так как большой вес свободных труб затрудняет их транспортировку в артиллерийских частях и парках.

Вставка свободного лейнера в оболочку может производиться как с дула, так и с казенной части, при этом должны быть приняты меры для закрепления его от продвижения в направлении оси и от поворачивания во время выстрела.

В том случае, когда лейнер вставляется с казны, он от продвижения в направлении оси удерживается уступом d, который делается на наружной поверхности лейнера, как показано на фиг. 22,*б*. Уступ располагается до начала нарезов, ближе к каморе. Уступов вообще может быть несколько. Они имеют целью уменьшить наружный диаметр лейнера в дульной части. Упорный уступ должен быть один. Поэтому у остальных уступов после вкладывания лейнера должны оставаться небольшие так называемые температурные зазоры.

Вообще говоря, существует ряд различных конструкций крепления лейнера от продвижения его в направлении оси. Для закрепления от поворота делают шпонки e или шпильки в дульной его части (фиг. 22,*б*). При съемных казенниках вставка лейнера удобна с казны и в этом отношении подобные казенники имеют несомненные преимущества.

Необходимо еще отметить, что часто рассматривают ствол нашей 76,2-*мм* горной пушки образца 1909 г. как ствол со свободным лейнером, что явно неправильно. Муфта, в которую вставляется скрепленный ствол пушки, участия в сопротивлении разрыву не принимает, в то время как у стволов со свободной трубой или со свободным лейнером наружная оболочка всегда принимает участие в сопротивлении разрыву. Муфта у ствола этой пушки введена с целью утяжелить откатные части и сделать их разборными при перевозке на вьюках.

Свободная труба в той части, которая находится под кожухом, работает на сопротивление разрыву так же, как свободный лейнер. В дульной же части свободная труба работает, как простой нескрепленный ствол. Исходя из этого, все, что в дальнейшем будет сказано относительно ствола со свободным лейнером, в одинаковой мере будет относиться и к стволам со свободной трубой, в той части, где между кожухом и трубой существует зазор.

Работа стволов со свободным лейнером при сопротивлении продольному разрыву происходит следующим образом. При развитии давления пороховых газов в канале ствола лейнер расширяется один до тех пор, пока не выберется весь зазор между наружной поверхностью лейнера и внутренней поверхностью оболочки. После этого дальнейшее расширение лейнера, а вместе с этим и сопротивление разрыву, происходит вместе с оболочкой.

Обозначим внутренний радиус лейнера через r_1, наружный радиус — через ρ, а диаметральный зазор через $2e$. Отношение $\gamma_\rho = \frac{2e}{2\rho}$ назовем относительным зазором. Если предел упругости металла лейнера равен σ_{e_0}, то прочное сопротивление одного лейнера P_λ при расчете по тангенциальной деформации определится из выражения:

$$P_\lambda = \frac{3}{2}\sigma_{e_0}\frac{\rho^2 - r_1^2}{2\rho^2 + r_1^2}. \qquad (85)$$

Подставляя полученное значение P_ρ в уравнение (90), решая его относительно P_1 и производя соответствующие алгебраические преобразования, получим выражение для предела прочного сопротивления ствола со свободным лейнером:

$$P_1 = \frac{3}{2}\left[\sigma_{e_0} - E\gamma_\rho \frac{r_3^2-\rho^2}{r_3^2-r_1^2}\right]\frac{r_3^2-r_1^2}{2r_3^2+r_1^2}. \qquad (92)$$

Рассматривая уравнение (92), нетрудно видеть: чем больше отрицательный член в правой части этого уравнения, тем больше потребуется предел упругости металла лейнера, чтобы получить то же прочное сопротивление. Исходя из этого, зазор всегда необходимо брать возможно меньше, лишь бы обеспечить свободное вставление и вынимание лейнера. На практике диаметральный зазор применяется в пределах $2e = 0{,}1 \div 0{,}2$ *мм*.

При проектировании ствола со свободным лейнером обычно бывает задано его прочное сопротивление P_1 и выбран, исходя из условий удобной смены лейнера, относительный зазор γ_ρ, требуется же выбрать предел упругости металла и радиусы ствола и лейнера.

Предельные значения, между которыми необходимо выбрать предел упругости металла лейнера, получим, полагая в выражении для предела прочного сопротивления (92) $r_3 = \infty$ и $r_3 = \rho$. Решая при этих значениях указанное выражение относительно σ_{e_0}, получим:

при $r_3 = \infty$

$$\sigma_{e_0} = \frac{4}{3}P_1 + E\gamma_\rho ;$$

при $r_3 = \rho$

$$\sigma_{e_0} = \frac{2}{3}P_1\frac{2\rho^2+r_1^2}{\rho^2-r_1^2}.$$

После выбора предела упругости металла лейнера, задаваясь толщиной его стенок, которая чаще всего у полевых орудий бывает в пределах от 15 до 20 *мм*, необходимо определить по формуле (87) значение $E\varepsilon_{y\,н}$ и убедиться, что условие $E\varepsilon_{y\,н} > E\gamma_\rho$ соблюдается.

Для определения радиусов оболочки можно рекомендовать поступать следующим образом. Если обозначим

$$\left(\frac{r_3}{r_1}\right)^2 = x \quad \text{и} \quad \left(\frac{\rho}{r_1}\right)^2 = a,$$

то уравнение (92) напишется в следующем виде:

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_0}\frac{x-1}{2x+1} - \frac{3}{2}E\gamma_\rho\frac{x-a}{2x+1}. \qquad (93)$$

Решая уравнение (93) относительно x, найдем значение r_3.

После того как выбраны размеры оболочки, необходимо определить предел упругости металла, исходя из давления P_ρ.

Обозначая через σ_{e_2} предел упругости металла оболочки, получим:

$$\sigma_{e_2} = \frac{2}{3} P_\rho \frac{2r_3^2 + \rho^2}{r_3^2 - \rho^2}.$$

Если σ_{e_2} оказывается чрезмерно большим, то оболочка делается скрепленной, состоящей из нескольких слоев, и расчет ее производится, как было указано для стволов, скрепленных цилиндрами.

21. РАСТЯЖЕНИЕ И СКРУЧИВАНИЕ СВОБОДНОГО ЛЕЙНЕРА ВО ВРЕМЯ ВЫСТРЕЛА

Стенки современного свободного лейнера обыкновенно имеют толщину от 0,1 до 0,15 калибра. Наружная поверхность его делается слегка конической с падением конуса порядка 0,003—0,005. Тонкостенный лейнер во время выстрела подвергается растяжению и скручиванию, что вызывает в его стенках новые напряжения и деформации, которые не были учтены при рассмотрении прочного сопротивления ствола со свободным лейнером. Растяжение и скручивание могут не только понизить прочность ствола, но и привести к понижению меткости артиллерийского орудия.

Чтобы предотвратить эти нежелательные явления, при проектировании лейнера необходимо исследовать его скручивание и растяжение и устранить возможность их появления при конструировании свободного лейнера.

Обычно принято считать, что осевая сила F, растягивающая лейнер, составляется из трех слагаемых, а именно:

а) Силы инерции лейнера F_1, определяемой по формуле:

$$F_1 = ps \frac{Q_л}{Q_{от}},$$

где p — давление пороховых газов в канале ствола;
s — поперечное сечение канала ствола с учетом нарезов;
$Q_{от}$ — вес откатных частей;
$Q_л$ — вес лейнера.

б) Разности усилий, действующих на дно канала и дно снаряда, образующиеся вследствие разных площадей дна каморы и дна снаряда. Обозначаем через s' площадь поперечного сечения дна каморы; это второе слагаемое определится по формуле:

$$F_2 = p(s' - s),$$

где s' — площадь дна каморы.

в) Суммы продольных слагающих нормального давления N на боевые грани нарезов:

$$F_3 = nN \sin \alpha,$$

где n — число нарезов, α — угол крутизны нарезки.

Таким образом

$$F = ps\frac{Q}{Q_{от}} + p(s' - s) + nN\sin\alpha.$$

В выражения для F_1 и F_2 входит давление пороховых газов в канале ствола, которое, как известно, во время движения снаряда по каналу меняется в довольно широких пределах. Поэтому всегда встает вопрос, какое значение p следует брать для определения F. В литературе встречаются указания, что следует брать то давление p_0, при котором наружная поверхность лейнера прилегает к внутренней поверхности оболочки.

Это давление прилегания может быть вычислено по формуле:

$$p_0 = E\gamma_p\frac{S^2 - r_1^2}{2r_1^2}.$$

Указанный выбор давления обычно обосновывается тем, что этот момент для растягивания лейнера является самым критическим, так как после выбора зазора между наружной поверхностью лейнера и внутренней поверхностью оболочки возникнут силы трения, которые будут препятствовать этому растяжению. Однако подобного рода аргументация в отношении выбора давления p для определения F не вполне убедительна по следующим соображениям.

Как уже указывалось, конические скрепленные лейнера, вставленные в оболочку с натяжением, все же растягивались, и вследствие конусности их наружной поверхности происходило сужение канала ствола. На практике также известны случаи, когда у двухслойных скрепленных стволов происходило значительное растяжение внутренней трубы. Как видно из этих двух примеров, силы трения между поверхностями прилегания двух труб далеко не в состоянии противодействовать растяжению, даже если трубы надеты одна на другую с натяжением. Надо полагать, что в случае свободного лейнера эти силы трения будут меньше, а поэтому вряд ли следует рассчитывать на их противодействие. Кроме того, при определении F нами не учитывалась, как не поддающаяся учету, четвертая слагающая, а именно: сила трения частиц пороховых газов, движущихся за снарядом, о стенки канала ствола. В 1884 г. Лонгридж (Longridge)[1] рядом опытов доказал, что осевое усилие иногда достигает значительной величины. При применении в современных орудиях бездымных порохов это усилие, безусловно, существует.

На основании сказанного можно утверждать, что если принять $p = p_m$, то осевое усилие F будет определено без особого преувеличения. Поэтому рекомендуется его определять по формуле:

$$F = p_m s'\frac{Q_л}{Q_{от}} + p_m(s' - s) + nN\sin\alpha.$$

[1] См. Лонгридж, Балистика.

Что касается величины силы N, то ее в случае нарезки постоянной крутизны рекомендуется брать соответствующей максимальному давлению, а в случае нарезки прогрессивной крутизны — среднее ее значение.

Зная F, нетрудно определить возникающие напряжения R_z и рассчитать упорный уступ на смятие. R_z не должно быть больше трех четвертей предела упругости металла лейнера.

Переходя к вопросу о кручении лейнера, необходимо отметить, что имеется ряд способов противодействия скручиванию. На фиг. 22,*б* показана постановка дульных шпонок в целях предотвращения поворота лейнера во время выстрела.

Если обозначим через $d_н$ — диаметр канала по нарезам, а через d — калибр орудия, то момент, скручивающий лейнер $M_{кр}$, может быть вычислен по формуле:

$$M_{кр} = nN \cos \alpha \frac{d_н + d}{4}.$$

Момент, скручивающий лейнер, будет направлен в сторону, противоположную вращению снаряда. Прочность шпонок проверяется на смятие и срезание по обычным формулам сопротивления материалов, причем напряжения следует допускать от $0{,}5 \div 0{,}75$ предела упругости материала шпонок.

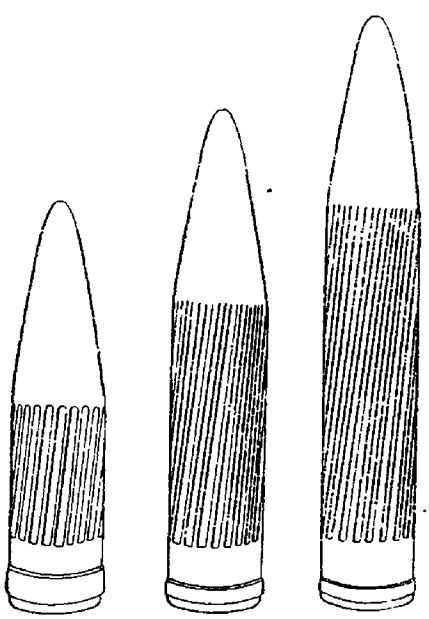
Глава V

УСТРОЙСТВО КАНАЛА СТВОЛА

22. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УСТРОЙСТВЕ КАНАЛА СТВОЛА И О СПОСОБАХ ВЕДЕНИЯ СНАРЯДА ПО КАНАЛУ

По характеру устройства канал ствола можно подразделить на нарезную или ведущую часть, камору и гнездо для затвора. Последнее в современных орудиях чаще всего делается в навинтном казеннике. Камора с нарезной частью соединяется одним или двумя соединительными конусами.

Нарезная, или ведущая, часть канала ствола служит для придания снаряду при его движении под действием давления пороховых газов по каналу ствола должного направления и вращательного движения. Существуют различные конструкции устройства ведущей части. Наиболее распространенной конструкцией является такая, у которой на внутренней цилиндрической поверхности канала ствола сделаны нарезы, имеющие соответствующий наклон. Снаряд обычного типа снабжен одним или несколькими ведущими поясками, сделанными из более мягкого материала. Наибольший диаметр пояска несколько больше диаметра канала ствола по нарезам. В начале движения снаряда по каналу ведущие пояски врезаются в нарезы, вследствие чего на снаряде образуются выступы, при помощи которых снаряду и сообщается вращение при его движении по каналу ствола.



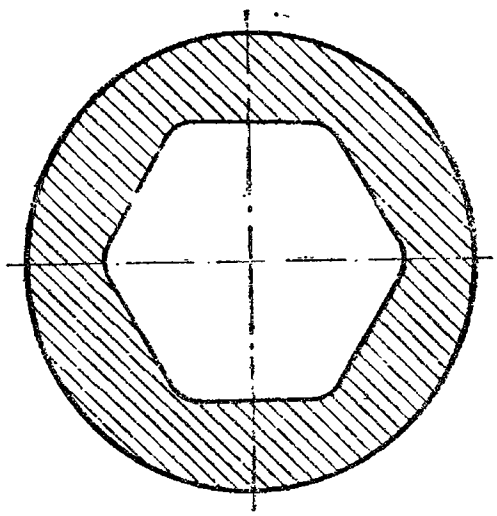
Фиг. 24.

Подобный способ ведения снаряда существует более 70 лет. Однако это не единственный способ ведения снаряда по нарезам.

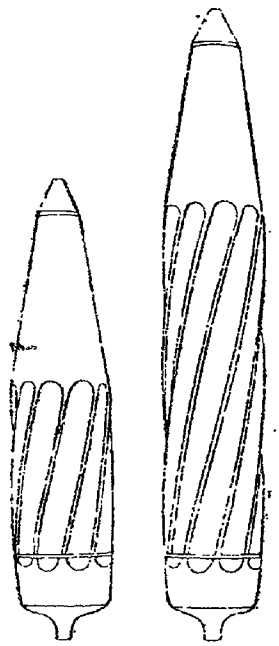
На фиг. 24 показаны снаряды с готовыми нарезами. Нарезы на снаряде имеют ту же крутизну (наклон), что и нарезы в канале ствола. Опыты французского артиллериста Шарбонье

с подобного рода снарядами показали, что при означенном способе ведения снаряда по каналу можно достичь повышения могущества последнего и в значительной степени понизить износ канала ствола.

В последнее время во Франции тем же Шарбонье были проведены опыты и с так называемыми полигональными орудиями. Поперечное сечение канала (фиг. 25а) в этом случае представляется в виде правильного многоугольника с закругленными углами. Если ось канала принять за направляющую, идущую через центр тяжести многоугольника, то при прямолинейном



Фиг. 25а.



Фиг. 25б.

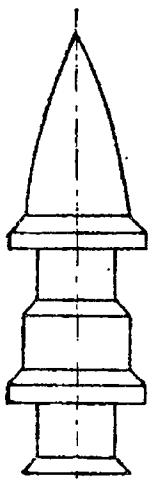
движении вдоль направляющей и одновременном вращении многоугольника получается канал, ограниченный витыми поверхностями. Очевидно, что для стрельбы из подобного канала должны быть соответствующие снаряды (фиг. 25б). Опыты с подобного рода полигональными каналами ствола еще в 60-х годах прошлого столетия были проведены Витвортом, который тогда, в момент зарождения нарезной артиллерии, сумел создать действительно оригинальную систему артиллерии, начиная от карабина и кончая морскими пушками.

Опыты Шарбонье с нарезными и с полигональными снарядами типа Витворта показывают, что при этих способах ведения снаряда по каналу можно стрелять снарядами длиной до 9,5 калибра, т. е. почти вдвое более длинными, чем наши существующие снаряды с пояском, и следовательно более могущественными.

Наконец, следует еще указать на опыты Герлиха с коническими каналами стволов 6,2-*мм* винтовки, которые велись с целью значительного повышения начальной скорости. Герлих для своих опытов брал ствол, который в начале нарезной части

имел цилиндрическую форму, но диаметр которого больше, чем основной калибр. За цилиндрическим участком следовала коническая часть, которая потом опять переходила в цилиндрическую но с диаметром, равным калибру.

Для стрельбы из подобного канала была взята специальная пуля (фиг. 26), имеющая два пояска. Пояски при проходе через коническую часть сминались, вдавливаясь в соответствующие пазы на корпусе пули, и предназначались для предупреждения от прорыва газов и сообщения пуле вращательного движения.



Фиг. 26.

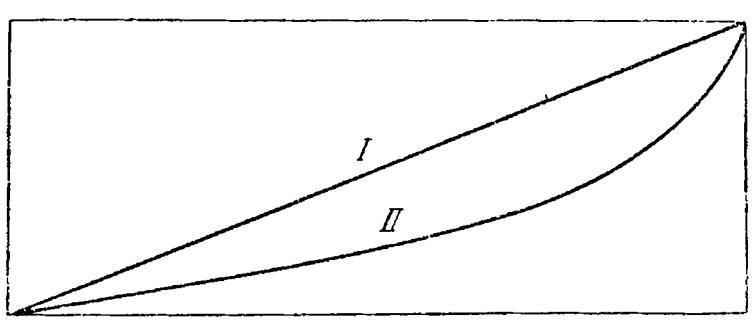
Своими опытами Герлих достиг значительного повышения мощности оружия.

Указывая на опыты Герлиха, мы отнюдь не думаем утверждать, что целесообразно их переносить на мелкие калибры артиллерийских орудий. Однако как опыты Шарбонье, так и опыты Герлиха указывают, насколько важен вопрос о способе ведения снаряда по каналу в смысле повышения мощности артиллерии и насколько важно привлечь внимание артиллеристов к совершенствованию существующего способа ведения снаряда по каналу ствола.

Мы более подробно рассмотрим устройство нарезного канала ствола, имеющего преимущественное применение в современных артиллерийских орудиях.

23. ВЫБОР КРУТИЗНЫ И КРИВОЙ НАРЕЗА

Нарезка в артиллерийских орудиях может быть или постоянной или прогрессивной. Нарезка постоянной крутизны характеризуется постоянным углом наклона нареза к оси канала ствола При прогрессивной крутизне нарез вначале имеет малый угол наклона и может быть даже равен нулю, а затем к дулу постепенно возрастает. При развертке на плоскость в случае нарезки постоянной крутизны нарез представится в виде прямой линии, а в случае прогрессивной — в виде кривой, которая может быть выражена аналитически уравнением (фиг. 27).



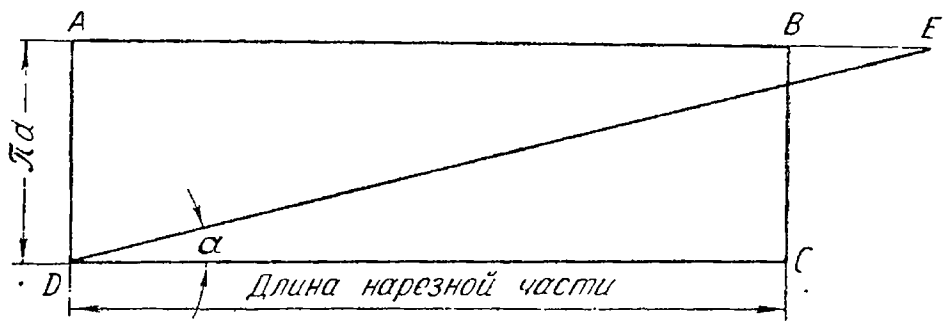
Фиг. 27.

В зависимости от характера кривой прогрессивная нарезка называется параболической, синусоидальной и т. д. В большинстве случаев кривая нареза представляет собой параболу второй степени.

В США для морских орудий находит применение полукубическая парабола. По вопросу о том, какой нарезке следуе

отдать предпочтение — прогрессивной или постоянной, взгляды расходятся, а о преимуществах той или другой будет сказано ниже.

Мерой крутизны нарезки служит величина угла наклона нареза к оси канала ствола, выраженная в градусах или в радианах. На практике для характеристики крутизны нарезки часто пользуются длиной хода нарезов, выраженной в калибрах. Длиной хода нарезов принято считать расстояние по оси канала ствола, на котором нарез делает один оборот.



Фиг. 28.

На фиг. 28 *ABCD* представляет развернутый на плоскость канал ствола. Как видно из чертежа, нарез делает один оборот на расстоянии *AE*. Так как $AB = \pi d$, где d — калибр, то длина хода нареза, выраженная в калибрах, определяется из выражения:

$$\eta_1 = \frac{\pi}{\operatorname{tg}\alpha}.$$

Очевидно, что для нарезки постоянной крутизны длина хода нареза есть величина постоянная, а для нарезки прогрессивной — переменная и меняется в зависимости от изменения угла. В приложении 4 дан график для приближенного перехода от крутизны нарезки, выраженной в градусах, к крутизне, выраженной в калибрах, и наоборот.

Основным вопросом, который необходимо решить при проектировании нарезки ствола, является вопрос о выборе величины угла наклона нарезки у дула α_1, так как его величиной определяется устойчивость продолговатого снаряда в полете. Установление величины этого угла является задачей внешней балистики.

Для определения угла α_1 имеется ряд полуэмпирических формул, дающих возможность с достаточной для практики точностью определить крутизну нарезки у дула. Одной из таких формул является несколько измененная формула Забудского.

Она имеет следующий вид:

$$\eta_1 = k \sqrt{\frac{A}{B}\,\frac{\mu}{Z}\,\frac{C_q}{\rho'}}. \qquad (94)$$

Значения подкоренных величин следующие:

$\frac{A}{B}$ — отношение полярного момента инерции снаряда к экваториальному моменту инерции относительно одной из экваториальных осей, проходящих через центр тяжести;

μ — численный коэфициент, равный: $\mu = \frac{Ag}{qR^2}$, где q — вес снаряда (в *кг*), R — полукалибр (в *см*), g — ускорение силы тяжести в (*см*/*сек*^{2}), A — полярный момент инерции (в *кг см сек*^{2});

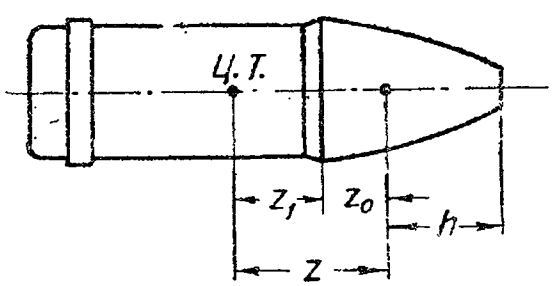
Z — расстояние между центром сопротивления и центром тяжести снаряда (в калибрах);

C_q — относительный вес снаряда; $C_q = \frac{q}{d^3}$ (*кг*/*дм*^{3});

$\rho' = \frac{\rho}{\pi R^2 v^2}$ — отношение сопротивления воздуха ρ к единице поперечного сечения снаряда и квадрату скорости. Величины ρ' могут быть приняты, как функция от скорости v (см. приложение 3, табл. 1). Величина Z может быть определена из формулы:

$$Z = Z_1 + Z_0.$$

Величина Z_0 — расстояние центра сопротивления от основания оживальной части снаряда (фиг. 29). Для определения этого расстояния имеются следующие зависимости:



Фиг. 29.

$Z_0 = 0{,}57h - 0{,}16$ — для оживальной формы головы снаряда;

$Z_0 = 0{,}37h - 0{,}6$ — для конической формы головы снаряда, где h — высота головной части снаряда, выраженная в калибрах. Величина Z_1 представляет расстояние от основания оживала до центра тяжести снаряда и может быть определена либо измерением, либо получена расчетом.

Коэфициент k в формуле (94) является как бы коэфициентом запаса устойчивости и может быть принят равным 8,5 для предельно необходимой крутизны и 8,0—для надежной крутизны нарезки. Следует, однако, указать, что при выборе крутизны нарезки нельзя ограничиваться только использованием приведенной формулы или ей подобной, а при первой возможности необходимо обратиться к опыту. Подобного рода формулы пока дают величины для предельно допустимой крутизны нарезки, но не дают точных указаний о крутизне, наивыгоднейшей для данного орудия при определенном снаряде и начальной скорости. Опыт показывает, что такая наивыгоднейшая нарезка существует, и при ней, при всех прочих равных условиях, получается наибольшая дальность и наибольшая кучность боя. Инженером Шарбонье во Франции в 1917 г. были проведены опытные стрельбы из 75-*мм* пушки с крутизной нарезки 7°, 9°, 12° и 15° штатной гранатой образца 1900 г. При стрельбе на

дистанцию 7600 *м* было установлено, что у этой пушки наивыгоднейшей крутизной нарезки является нарезка около 10°. Стрельба гранатой образца 1917 г. подтвердила этот вывод. Наименьшее рассеивание получилось при крутизне нарезки 12°, т. е. вдвое более крутой, чем штатная.

В литературе имеются указания, что если в формулы устойчивости ввести дополнительный множитель, равный $^1/_2$, то можно в каждом частном случае решить вопрос о наивыгоднейшей крутизне нарезки. Подобного рода определение было бы совершенно приемлемо, если бы крутизну нарезки можно было выбирать, исходя лишь из кучности боя. Однако этот вопрос необходимо всегда ставить в зависимость и от живучести ствола и от условий функционирования пояска снаряда при выстреле. Чем больше крутизна нарезки, тем больше давление на боевую грань, а отсюда больше износ и более трудны условия работы для пояска.

Мы привели изложенные выше рассуждения с той целью, чтобы обратить внимание конструкторов на необходимость всестороннего исследования вопроса при назначении крутизны нарезки.

После того как выбран α_1 — угол крутизны нарезки у дула, необходимо перейти к выбору α_0 — угла крутизны нарезки вначале. (Это решение вопроса отпадает, если нарезку делать постоянной.) При выборе начального угла α_0 у прогрессивной нарезки проф. Дроздов рекомендует выбирать α_0 по отношению к α_1 так, чтобы угловое ускорение снаряда (от которого зависит давление на выступы ведущего пояска) не получало максимума одновременно с ускорением поступательного движения снаряда (от которого зависит напряжение в снаряде). Вместе с тем необходимо стремиться, чтобы угловое ускорение не поднималось очень высоко у дульного среза. Кроме этого отношение $\frac{\alpha_0}{\alpha_1}$ зависит от характера горения пороха. В этой постановке совершенно справедливым является требование, чтобы начальный угол α_0 был выбран тем меньше, чем более быстро горящим является порох. Гейденрейх (Heydenreich) на основании опыта германской артиллерии рекомендует следующую зависимость:

$$\alpha_0 : \alpha_1 = 2{,}00\nu_{11} - 2{,}84\nu_{11}^2 + 1{,}84\nu_{11}^3.$$

Для удобства вычислений можно принять:

$$\alpha_0 : \alpha_1 = 0{,}21 + 0{,}65\nu_{11}, \qquad (95)$$

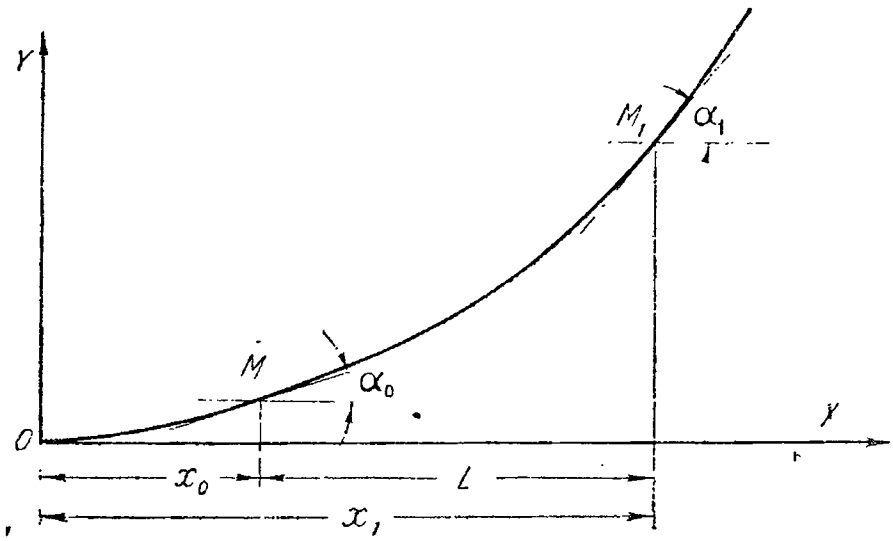
где $\nu_{11} = \frac{p_{cp}}{p_m}$ и представляет собой так называемую мер у бризантности пороха.

Как при выборе крутизны нарезки в целом, так и при назначении начального угла необходимо учитывать работу ведущего пояска.

Имея значения α_0 и α_1, нетрудно установить кривую нареза. Рассмотрим это для случая, когда кривая нареза выбирается

в виде участка параболы второй степени $y = px^2$, где p — параметр в уравнении параболы.

Пусть участок кривой, представленной на фиг. 30, заключенный между точками MM_1, представляет кривую нареза с начальным углом α_0 и углом наклона у дула α_1. Очевидно, что



Фиг. 30.

$x_1 - x_0 = L$ — длине нарезной части канала ствола. Значение параметра p найдем, имея в виду, что

$$y'_x = \operatorname{tg}\alpha = 2px.$$

Так как при $x = x_0$ $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\alpha_0$, а при $x = x_1$ $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\alpha_1$, то

$$\operatorname{tg}\alpha_0 = 2px_0 \text{ и } \operatorname{tg}\alpha_1 = 2px_1,$$

откуда

$$\operatorname{tg}\alpha_1 - \operatorname{tg}\alpha_0 = 2p(x_1 - x_0) = 2pL,$$

и следовательно:

$$p = \frac{\operatorname{tg}\alpha_1 - \operatorname{tg}\alpha_0}{2L}. \tag{96}$$

Зная p, нетрудно определить величину начальной координаты x_0, а именно:

$$x_0 = \frac{\operatorname{tg}\alpha_0}{2p} - \frac{L\operatorname{tg}\alpha_0}{\operatorname{tg}\alpha_1 - \operatorname{tg}\alpha_0}. \tag{97}$$

Если уравнение кривой нареза задано в виде параболы k-той степени

$$y = px^k,$$

где k — любое положительное число, то, рассуждая аналогичным образом, получим:

$$p = \frac{\left(\operatorname{tg}\alpha_1^{\frac{1}{k-1}} - \operatorname{tg}\alpha_0^{\frac{1}{k-1}}\right)^{k-1}}{kL^{k-1}}, \tag{96а}$$

и

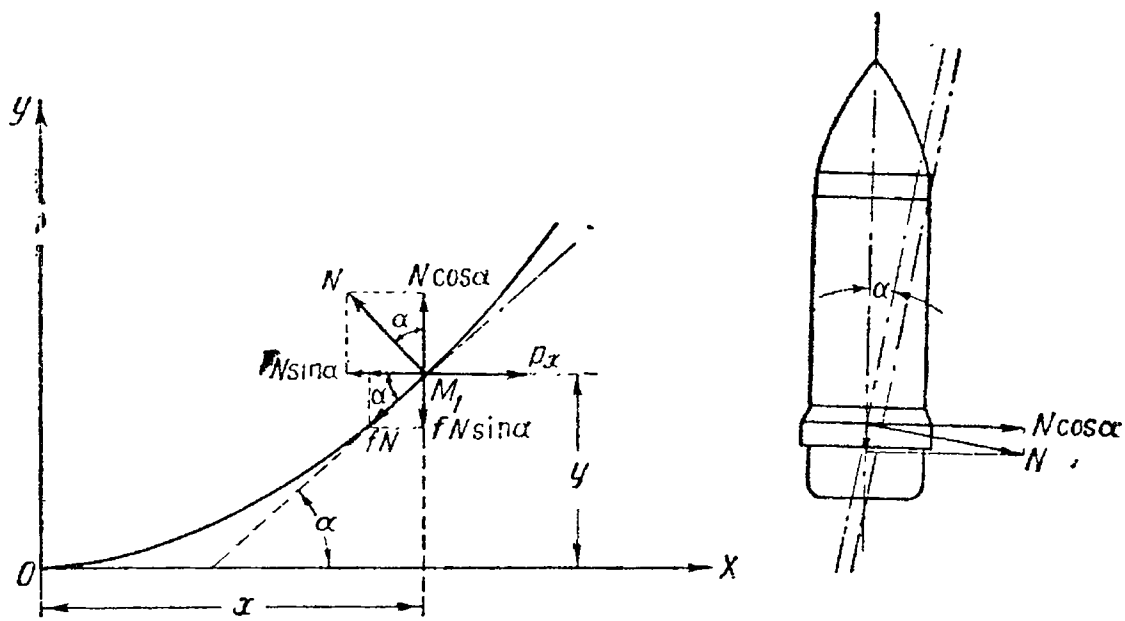
$$x_0 = \frac{L\,(\operatorname{tg}\alpha_0)^{\frac{1}{k-1}}}{\operatorname{tg}\alpha_1^{\frac{1}{k-1}} - \operatorname{tg}\alpha_0^{\frac{1}{k-1}}}. \qquad (97а)$$

24. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ НА БОЕВУЮ ГРАНЬ НАРЕЗА

Прежде чем приступить к рассмотрению устройства профиля нареза, выведем выражение для определения окружного усилия, которое будет приложено к выступу на снаряде для сообщения вращательного движения снаряду в канале ствола под действием силы давления пороховых газов:

$$P_{сн} = p_x \frac{\pi d^2}{4},$$

где d — калибр орудия, p_x — давление пороховых газов на дно снаряда в рассматриваемый момент.



Фиг. 31.

Как уже было указано, при развертке поверхности канала ствола на плоскость нарез представится в виде линии, которую вообще можно выразить уравнением вида $y = f(x)$.

Рассмотрим условия движения снаряда по каналу в тот момент, когда он находится в точке M_1 (фиг. 31).

Под влиянием инерции снаряд оказывает сопротивление вращению, вследствие чего возникает давление N на боевую грань нареза, направленное по нормали к кривой нареза. При наличии давления N между выступом на пояске и боевой гранью нареза возникает сила трения fN, где f—коэфициент трения.

Трением на других соприкасающихся поверхностях ввиду малости будем пренебрегать.

Составим уравнения поступательного и вращательного движения снаряда, принимая, что все силы, действующие на снаряд, приложены к центру его массы.

Обозначая через n число нарезов, а через v_x поступательную скорость снаряда, напишем уравнение движения снаряда в направлении оси OX (фиг. 31):

$$m\frac{dv}{dt} = P_{сн} - nN\sin\alpha - nfN\cos\alpha$$

или

$$m\frac{dv}{dt} = P_{сн} - nN(\sin\alpha + f\cos\alpha), \qquad (98)$$

где m — масса снаряда, α — угол крутизны нареза в точке M_1.

Так как вращательное ускорение $\frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ направлено по оси OY, то уравнение вращения снаряда вокруг этой оси напишется так:

$$A\frac{d\omega}{dt}\frac{2}{d} = A\frac{d^2\varphi}{dt^2}\frac{2}{d} = nN\cos\alpha - nfN\sin\alpha,$$

или

$$A\frac{d\omega}{dt}\frac{2}{d} = A\frac{d^2\varphi}{dt^2}\frac{2}{d} = nN(\cos\alpha - f\sin\alpha), \qquad (99)$$

где φ — угол поворота; A — полярный момент инерции снаряда; ω — угловая скорость снаряда; d — калибр орудия (снаряда).

Так как продольному перемещению x снаряда за промежуток времени t соответствует поворот его на угол φ и так как уравнение кривой нареза выражается уравнением $y = f(x)$, то можем написать:

$$y = f(x) = \frac{d}{2}\varphi.$$

Диференцируя последнее выражение, получим:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{2}{d}\frac{df(x)}{dx}\frac{dx}{dt}$$

и

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{2}{d}\left\{\frac{d^2f(x)}{dt^3}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \frac{df(x)}{dx}\frac{d^2x}{dt^2}\right\}.$$

Так как

$$\frac{dx}{dt} = v_x; \quad \frac{df(x)}{dx} = \operatorname{tg}\alpha,$$

то

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{2}{d}\left\{\frac{d^2f(x)}{dx^2}v_x^2 + \operatorname{tg}\alpha\frac{dv}{dt}\right\}. \qquad (100)$$

Если в уравнении (98) пренебречь членом $nN(\sin\alpha + f\cos\alpha)$, так как при этом погрешность получается не более чем 5%, что в данном случае существенного значения не имеет, то $m\frac{dv}{dt} = P_{сн}$,

и выражение (100) может быть написано так:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{2}{dm}\left\{P_{\text{сн}} \operatorname{tg}\alpha + mv_x^2 \frac{d^2f(x)}{dx^2}\right\}.$$

Подставляя найденное значение $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ в выражение (99), получим:

$$nN(\cos\alpha - f\sin\alpha) = A \frac{2}{d}\frac{2}{dm}\left\{P_{\text{сн}} \operatorname{tg}\alpha + mv_x^2 \frac{d^2f(x)}{dx^2}\right\},$$

откуда

$$N = \frac{\frac{4}{n} A \frac{1}{md^2}\left\{P_{\text{сн}} \operatorname{tg}\alpha + mv_x^2 \frac{d^2f(x)}{dx^2}\right\}}{\cos\alpha - f\sin\alpha}.$$

Ввиду малости угла α (порядка 6—8°) можно принять, что

$$\cos\alpha - f\sin\alpha = 1;$$

тогда, учитывая, что $A = m\rho^2$, где ρ — средний радиус инерции, получим выражение для N в следующем виде:

$$N = \frac{1}{n}\left(\frac{2\rho}{d}\right)^2\left\{P_{\text{сн}} \operatorname{tg}\alpha + mv_x^2 \frac{d^2f(x)}{dt^2}\right\}. \qquad (101)$$

Для нарезки постоянной крутизны $\frac{d^2f(x)}{dt^2} = 0$, и следовательно:

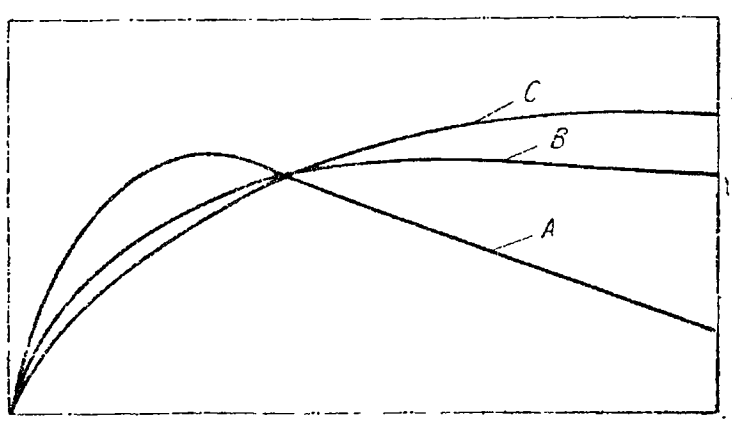
$$N = \frac{1}{n}\left(\frac{2\rho}{d}\right)^2 P_{\text{сн}} \operatorname{tg}\alpha. \qquad (102)$$

У большинства современных снарядов длиной до 5 калибров и с относительным весом $C_q = 15\,d^3$ отношение

$$\frac{2\rho}{d} = 0{,}75 \div 0{,}76,$$

следовательно:

$$\left(\frac{2\rho}{d}\right)^2 = 0{,}56 \div 0{,}58.$$



Фиг. 32.

Значение $\frac{2\rho}{d}$ может быть получено также и расчетом, а именно:

$$\frac{2\rho}{d} = \sqrt{\frac{4A}{md^2}}.$$

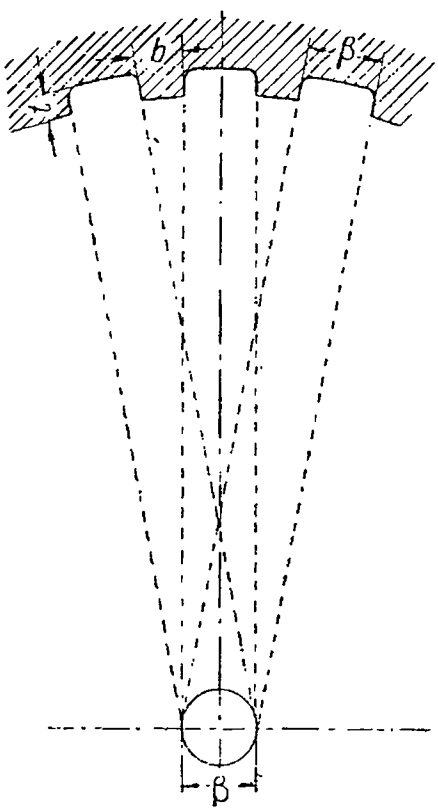
Зная уравнение кривой нареза $y = f(x)$, в случае нарезки прогрессивной по формуле (101) можно определить N для любого положения снаряда в канале ствола.

На фиг. 32 показано, как меняется давление на боевую грань нареза для трех видов: A — для нарезки постоянной крутизны,

B — для параболической нарезки при $\alpha_0 = 0°$ и C — для параболической нарезки при $\alpha_0 \approx 3°3'$. У всех трех видов нарезки крутизна у дула одинакова и имеет длину хода $\eta = 32$ калибра. Большое значение N в начальный период движения снаряда по каналу ствола, при постоянной крутизне нарезки, является одним из аргументов, говорящих не в пользу этого вида нарезки.

25. Профиль и число нарезов

При выборе профиля и числа нарезов приходится сталкиваться с двумя противоречивыми требованиями. С одной стороны, необходимо обеспечить легкое врезание ведущего пояска в нарезы, что требует малого числа нарезов. С другой стороны, надежное ведение снаряда по каналу ствола и сохранность выступов на снаряде требуют большого числа их.



Фиг. 33.

Чтобы удовлетворить эти противоречивые требования, ширину нареза β делают больше, чем ширину поля b, в пределах

$$3b > \beta > 2b.$$

При этом должна существовать зависимость:

$$\pi d = n(b + \beta),$$

где d — калибр орудия, n — число нарезов.

Ширину поля b делают от 3 до 4,5 *мм*. Чтобы удовлетворить условию прочности выступов на снаряде, в зависимости от калибра берут $b + \beta = 10 \div 15$ *мм*. Число нарезов определяется формулой:

$$n = \frac{\pi d}{b + \beta}.$$

Полученное число n округляют до целого числа, кратного четырем, с целью производить нарезку одновременно четырьмя резцами. Изменившаяся при этом величина $b + \beta$ должна быть снова пересчитана.

Во французских системах число нарезов определяется по формуле:

$$n = 3\ d,$$

где d — калибр орудия в сантиметрах, а n округляется до числа, кратного четырем, в бо́льшую сторону. Ширина поля b берется равной 3 *мм*.

В американской артиллерии число нарезов выражается вообще, как функция калибра, а именно 7,5 нарезов на 1 *дм* калибра, т. е.

$$n = 7{,}5\,d,$$

где d дано в *дм*.

Для малых калибров число нарезов может доходить до $n = 10\,d$, где d дано в *дм*.

Глубина нарезов t в значительной степени зависит от свойств материала ведущего пояска и для медных ведущих поясков колеблется в пределах от 0,5 до 2 *мм*. Для орудий калибра до 15 *см* она может быть определена из формулы:

$$t = (0{,}01 \div 0{,}02)\,d.$$

Вычисленная по этой формуле малая глубина нареза требует большого числа их.

Глубина нареза вообще должна быть выбрана прежде всего, исходя из надежного ведения снаряда по каналу ствола. Мелкие нарезы при достаточном количестве их по сравнению с глубокими имеют следующие преимущества:

а) облегчается врезание полей в металл ведущего пояска;

б) невысокие выступы на снаряде более благоприятно влияют на сопротивление воздуха, стремящегося ослабить вращение снаряда, и

в) мелкие нарезы легче очистить от порохового нагара, чем глубокие.

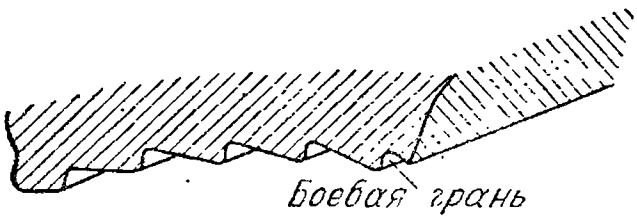
Во время движения снаряда по каналу ствола между нарезами и выступами на снаряде возникает трение, вследствие чего происходит их истирание. Величина степени износа нарезов зависит как от свойства материала пояска, так и от размеров трущихся поверхностей. При мягком материале ведущего пояска и малых размерах трущихся поверхностей истирание может быть настолько велико, что между выступами на снаряде и гранями нарезов образуются зазоры, через которые устремляются опережающие снаряд пороховые газы.

Означенное „просвистывание“ пороховых газов приводит не только к потере начальной скорости и к ухудшению меткости, но, по мнению некоторых специалистов, и к увеличению разгара, вызывающего преждевременную негодность ствола.

Для устранения образования зазоров иногда поля и нарезы делают переменной ширины, т. е. ширина поля к дулу увеличивается, а ширина нареза уменьшается. Подобного рода нарезы называются нарезами с возрастающим форсированием. Так, например, в США имеются морские орудия, у которых ширина поля в дульной части равна ширине нареза. Вопрос об уширении полей нарезов к дулу тесно связан с вопросом о прогрессивной и постоянной нарезке. При прогрессивной нарезке перемена наклона нареза по отношению к пояску в смысле закупорки пороховых газов имеет тот же эффект, что и уширение поля.

На образцах американской артиллерии можно наблюдать, что при прогрессивной крутизне нарезки соотношение между шириной поля и шириной нареза сохраняется постоянным на протяжении всей длины нарезной части, а при нарезке постоянной крутизны ширина поля уширяется на 0,08 дм. на каждые 1000 *дм*.

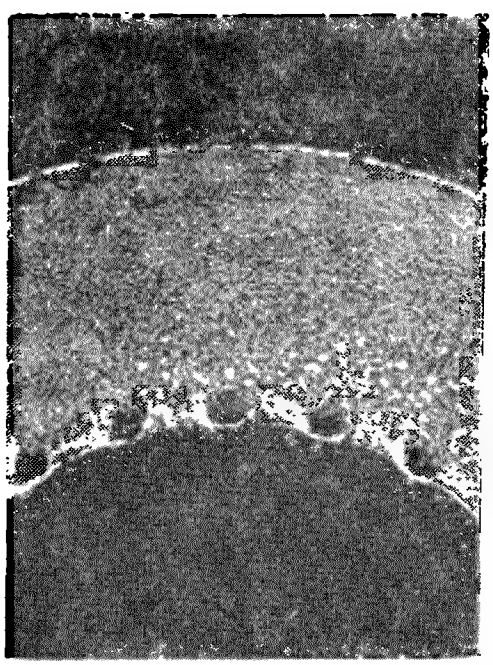
Образование профиля нарезки у большинства артиллерийских орудий производится так, как это показано на фиг. 33.



Фиг. 34.

Края нарезов делаются параллельно радиусу, проведенному к середине нареза. Острые углы у основания поля закругляются. Закруглением отчасти упрочняются выступы и, кроме того, при этом в углах не задерживаются пороховые остатки и частицы металла ведущего пояска.

Ряд современных авторов указывают, что правильно произведенная выкружка уменьшает износ канала ствола. Юстров (Justrow) в своих работах требует устройства плавных переходов в поперечном сечении нарезной части канала ствола и предлагает в качестве наиболее рациональной конструкции плавный, волнообразный профиль нарезной части, представленный на фиг. 34.



Фиг. 35.

Ряд исследований[1], проведенных над изучением износа канала ствола нашей 76,2-*мм* пушки образца 1902 г., показывает, что отсутствие надлежащей выкружки во входящем угле на стыке боевой грани и дна нареза является одной из главных причин выколов полей. На фиг. 35 показан снимок темплета после специального травления, вырезанный из ствола 76,2-*мм* пушки образца 1902 г. Из этого снимка видно, что поля нарезов (темные пятна) этого ствола получили значительный местный наклеп вследствие усилии, которые возникают при врезании пояска в нарезы и больших давлений на боевые грани их. Отсутствие надлежащей выкружки приводит к концентрации напряжений в углах, что влечет за собой образование радиальных трещин. Эти трещины и локальный наклеп, безусловно, должны привести

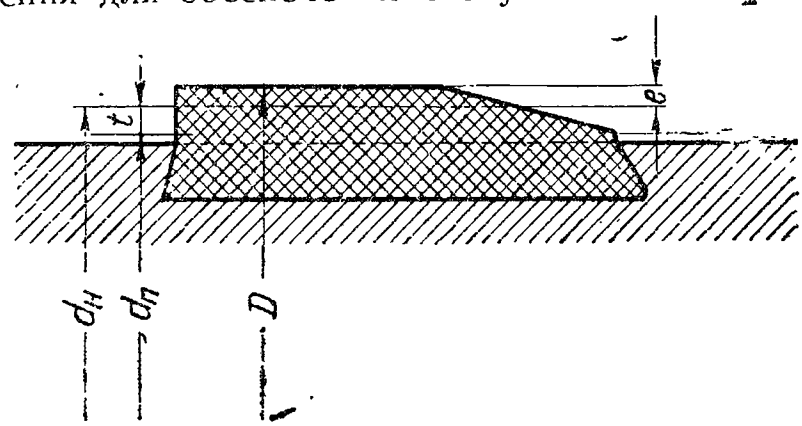
[1] См. А. Ф. Головин. Исследование износа стволов артиллерийских орудий. ВТА, 1930 г.

к явлению выкрашивания полей нарезов. Аналитически решить вопрос о концентрации местных напряжений у выкружки по имеющимся в нашем распоряжении данным не представляется возможным. Вопрос этот является весьма актуальным в связи с повышением живучести орудийных стволов и требует разработки системы выкружек для различных калибров в направлении максимального практически возможного их увеличения.

26. ВЕДУЩИЙ ПОЯСОК СНАРЯДА И ПРОЧНОСТЬ ПОЛЕЙ НАРЕЗОВ

Устройство канала ствола находится в тесной связи с устройством ведущего пояска снаряда, а поэтому рациональное устройство его не может быть осуществлено без учета конструкции последнего.

Основным назначением пояска является сообщение снаряду вращательного движения для обеспечения его устойчивости на полете. Помимо этого, ведущий поясок должен выполнять следующие функции:



Фиг. 36.

а) обеспечить плотное закрывание канала ствола во время выстрела;

б) центрировать снаряд при его движении по каналу ствола и

в) обеспечивать определенное положение снаряда в канале ствола до выстрела при раздельном заряжании.

Кроме того, устройство ведущего пояска имеет заметное влияние на дальность стрельбы, рассеивание и живучесть ствола.

Наружный диаметр пояска D делается больше, чем диаметр канала по нарезам, т. е. (фиг. 36)

$$D = d + 2t + 2e,$$

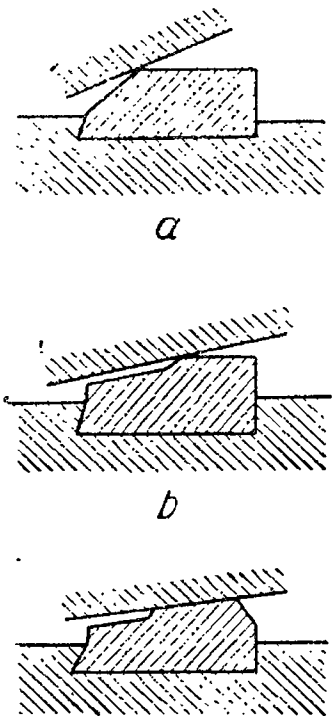
где d – калибр;

t — глубина нареза;

e — величина форсирования на радиус.

Величина форсирования обычно берется в пределах $2e = 0{,}2 \div 0{,}5$ *мм*. При выборе величины форсирования необходимо, с одной стороны, руководствоваться увеличением диаметра по нарезам в результате выгорания и износа канала ствола, с другой стороны, тем, чтобы трение, а следовательно износ канала, не были бы слишком большими, кроме того, чтобы в первоначальный момент движения снаряда по каналу ствола, когда происходит обжатие пояска, в корпусе снаряда не возникли бы чрезмерно высокие напряжения вследствие образующихся радиальных

давлений на часть снаряда, лежащую под пояском. Иногда пр назначении наибольшего диаметра пояска учитывается как до пуск на обработку канала ствола, так и расширение его о действия давления пороховых газов и на грева.



Фиг. 37.

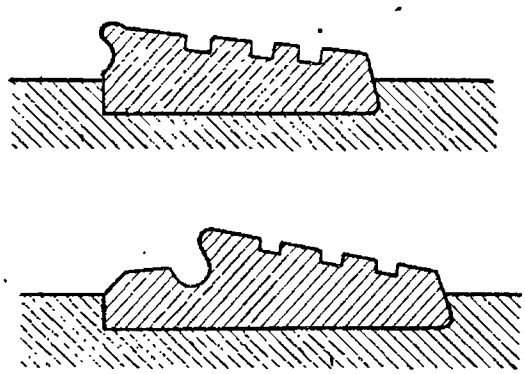
Однако последние два обстоятельств можно рекомендовать применять лиш с той целью, чтобы судить, насколько вы бранное форсирование обеспечивает о прорыва пороховых газов во время выстре ла. Нет необходимости также делать вс поверхность пояска цилиндрической с на ружным диаметром, равным D, а поэтом передняя часть пояска скашивается н конус, как показано на фиг. 36.

Задняя утолщенная часть пояска назы вается буртиком.

Наклон конуса должен быть сообразо ван с наклоном соединительного конус в канале ствола.

На фиг. 37,*а* показано неблагоприятно сочетание соединительного конуса с на клоном пояска. На фиг. 37,*б* и *с* показан правильное их сочетание для случая ци линдрической и конической поверхност задней части ведущего пояска.

Форма поперечных сечений медных ведущих поясков бывае весьма разнообразной. Чтобы облегчить врезание полей, на поя ках часто делаются желобки. При этом на пояске образуютс кольцевые выступы, ширина которых колеблется в пределах о 3 до 6 *мм*. Ширина кольцевых желобков для малых калибров делается равной ширине кольцевых выступов, а у больших калибров желобки делаются более узкими, чтобы не получить слишком широкого пояска. Глубина желобков делается немного меньше, чем глубина нареза. На фиг. 38 показаны поперечные сечения поясков с желобками.


Фиг. 38.

Поскольку наружный диаметр пояска D делается больше, чем диаметр канала по нарезам, то образуется избыток металл пояска, который сжимается и вытесняется назад при движени снаряда по каналу ствола.

Это обстоятельство приводит к образованию на ведущем поясе так называемой „бахромы". Резко выраженная „бахрома" у ору дий малых и средних калибров имеет существенное влияние н

дальность и меткость, так как в тот момент, когда край „бахромы" выйдет из дула, он подвергается напору пороховых газов, который может отклонить снаряд на значительный угол от геометрической оси канала ствола. С точки зрения уменьшения образования „бахромы" наличие желобков на пояске является крайне желательным.

Кроме того, пояски снабжаются широкой канавкой позади выступающей губы для принятия излишков металла пояска, что также предотвращает образование „бахромы", и тем самым достигается повышение меткости артиллерийского орудия.

С точки зрения меткости и дальности весьма важное значение приобретает установление точного расстояния от заднего края пояска до основания снаряда. Из опыта известно, что равнодействующая давления пороховых газов на дно снаряда редко совпадает с осью канала ствола, а обыкновенно наклонена к оси и не проходит через центр дна снаряда. Эксцентричность вызывает образование пары, стремящейся вращать снаряд около диаметра ведущего пояска. Вследствие этого вызываются тряска и удары снаряда о стенки канала ствола. В этом случае снаряд возбуждает колебания ствола, которые приводят к уменьшению дальности и меткости. Весьма чувствительно это сказывается у орудий малых калибров. Помимо уменьшения дальности и меткости удары снаряда о стенки канала ствола приводят к наклепу металла полей, что способствует более быстрому их выгоранию. Во время империалистической войны 1914 г. вследствие этих ударов на снарядах с короткой ведущей частью наблюдалось явление врезания полей нарезов в корпус снаряда, а это послужило причиной значительного износа полей от механического трения. При достаточно изношенном канале ствола это явление наблюдается и у снарядов с длинной ведущей частью. Глубина врезания возрастает с увеличением мощности орудия и степени износа канала ствола, причем характер нарезки в этом случае не имеет существенного значения.

Опытами установлено, что существует такое положение пояска на корпусе снаряда, при котором пара, вызывающая удары и колебания, сводится к минимуму и наряду с другими условиями способствует максимуму дальности, лучшей меткости и устойчивости снаряда на полете. В американской артиллерии считается, что в этом положении задний край пояска находится на расстоянии одного дюйма от основания снаряда.

После общего обзора устройства ведущего пояска рассмотрим условия его работы. При движении снаряда по каналу ствола выступы ведущего пояска подвергаются срезанию нормальным давлением N, приложенным со стороны боевой грани нареза к выступу на пояске, и истиранию вследствие возникающих при этом сил трения.

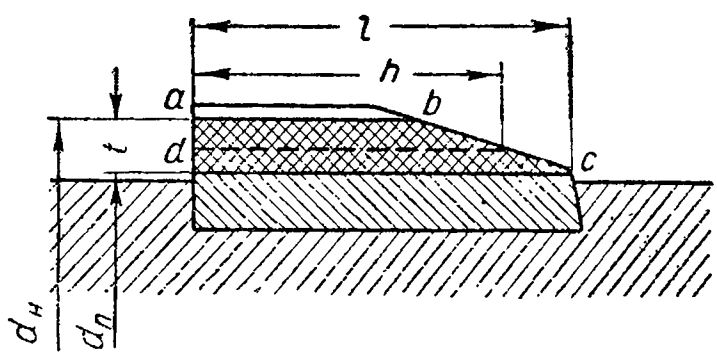
Очевидно, что истирание будет тем меньше, чем меньше сила трения, приходящаяся на единицу рабочей поверхности пояска. Если обозначим через i — число ведущих поясков, через n —

число нарезов, через R_f — работу сил трения в *кгм* на всем пути снаряда и через ω — рабочую поверхность выступа пояска, то удельная работа силы трения a будет:

$$a = \frac{R_f}{ni\omega}. \qquad (103)$$

Допускаемая удельная работа должна быть возможно меньше и выбирается на основании опыта. Австрийские бронзовые пушки обладали хорошей меткостью и у таковых $a = 800 \frac{кгм}{см^2}$. Однако опыты стрельбы из орудий больших калибров показали, что $a = 1900 \frac{кгм}{см^2}$ еще допустима.

Величина работы трения зависит от характера кривой нареза. Что же касается рабочей поверхности выступа на пояске, то таковая может быть определена как площадь трапеции *abcd* (см. фиг. 39) с прибавлением 10% на расплющивание пояска назад, т. е.



Фиг. 39.

$$\omega = 1{,}1 \frac{ab + dc}{2} t.$$

Поскольку t является величиной заданной, ширина ведущего пояска в направлении оси снаряда определяет в основном величину рабочей поверхности выступа пояска, исходя из допускаемой удельной работы трения.

Как видно из формулы (103), удельную работу трения можно уменьшить увеличением числа нарезов n. Снаряды, предназначенные для стрельбы из орудий больших калибров и с большой начальной скоростью, требуют наличия широких ведущих поясков, что повышает сопротивление последних врезанию, а поэтому иногда применяются два пояска, располагаемые на корпусе снаряда примерно на $0{,}5l$ (см. фиг. 31) друг от друга.

Что касается работы трения R_f, то она зависит от характера кривой нареза. Для нарезки постоянной крутизны работа трения R_f может быть вычислена следующим образом:

Введем следующие обозначения:

f — коэфициент трения;

$N_{ср}$ — среднее окружное усилие, при котором получается к концу движения снаряда по каналу ствола та же скорость вращения, которая была бы в действительности при переменном N;

L — длина нарезной части канала;

ω_0 — угловая скорость снаряда у дульного среза;

y_1 — ордината развернутого нареза у дула.

Тогда можем написать, что

$$R_f = f \cdot N_{ср} L.$$

Так как

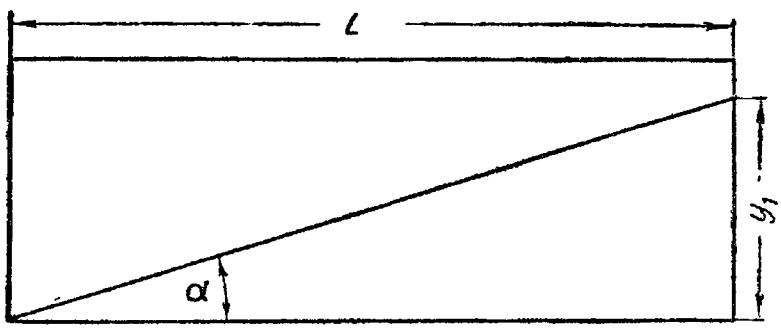
$$N_{ср} = \frac{A\omega_0^2}{2y_1},$$

$$A = m\rho^2$$

и

$$\omega_0 = \frac{v_0 \operatorname{tg} \alpha}{r},$$

где $m = \frac{q}{g}$ — масса снаряда, r — полукалибр и v_0 — начальная скорость снаряда.



Фиг. 40.

Выражение для работы трения напишется так:

$$R_f = f\left(\frac{\rho}{r_1}\right)^2 \frac{qv_0}{2g} \frac{L}{y_1} \operatorname{tg}^2 \alpha.$$

Нетрудно видеть, что $\frac{L}{y_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$ (фиг. 40); тогда, принимая $\left(\frac{\rho}{r}\right)^2 = 0{,}56$ (см. § 24), а $f = 0{,}2$, окончательно получим:

$$R_f = 0{,}112 \frac{qv_0^2}{2g} \operatorname{tg} \alpha. \qquad (104)$$

Для нарезки прогрессивной крутизны, если кривая нареза представляет собой параболу $y = px^2$, для определения работы силы трения можно использовать следующую формулу:

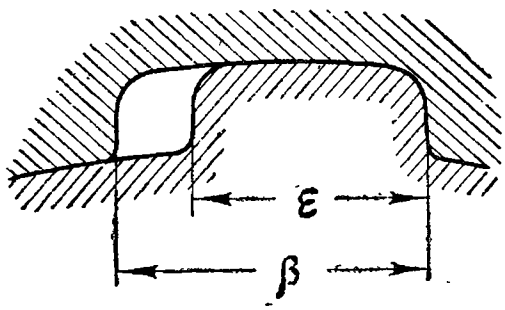
$$R_f = 0{,}224 \frac{qv_0^2}{2g} \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{tg} \alpha_1}. \qquad (104а)$$

Капитаном французской артиллерии Gabeaud была выведена формула для определения ширины ε выступа пояска при положении снаряда у дула (фиг. 41).

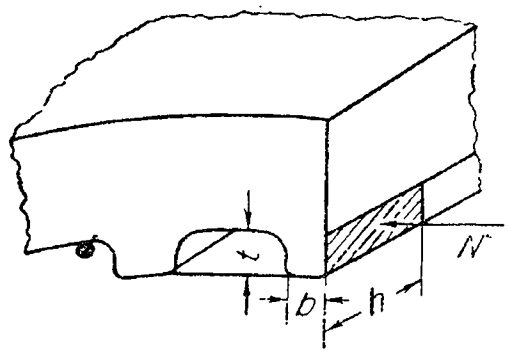
Формула эта имеет следующий вид:

$$\varepsilon = \beta - Bf \frac{\sin \alpha_1}{nth} qv_0^2, \qquad (105)$$

где f — коэфициент трения меди по стали, равный 0,176;
α_1 — угол наклона нареза у дула;
n — число нарезов,
h — ширина рабочей поверхности выступа пояска в направлении оси снаряда (фиг. 42);
B — коэфициент, который на основании опытов можно принять равным $8 \cdot 10^{-3}$.
Формула выведена для нарезки постоянной крутизны.



Фиг. 41.



Фиг. 42.

С точки зрения прочности выступа на срезание должно быть соблюдено условие:

$$\frac{N}{hR_s} = \varepsilon, \tag{106}$$

где R_s — сопротивление на срезание; оно может быть принято равным для:
мягкой красной меди 2500 *кг/см*^{2};
твердой красной меди 3000 „
томпакового сплава (Cu + 10% Zn) 3300 *кг/см*^{2};
никелистой меди (Cu + 4,5% Ni) 3500 „

Что касается прочности поля, то Юстров предлагает рассчитывать поле как балку, заделанную одним концом и в момент приложения давления N на боевую грань равномерно нагруженную на площади прилегания выступа ведущего пояска.

Выделив площадку, равную 1 *мм*^{2}, нагруженную силой $N_1 = \frac{N}{ht}$, и пренебрегая связью этой площадки с остальным протяжением поля, получим:

$$R_b = \frac{t}{2}\frac{N_1}{W},$$

где W — момент сопротивления изгибу;
R_b — нормальное напряжение на изгиб.

Отдельные исследования, однако, дают некоторые указания на то, что этот расчет правильнее производить, исходя из гипотезы скалывающих напряжений, по формуле:

$$\tau_{max} = 0{,}5\sqrt{R_b^2 + 4\tau^2}, \tag{107}$$

где скалывающее напряжение $\tau = \frac{N}{bh}$, а τ_{max} должно удовлетворять условию:

$$\tau_{max} \leqslant 0{,}5\sigma_p.$$

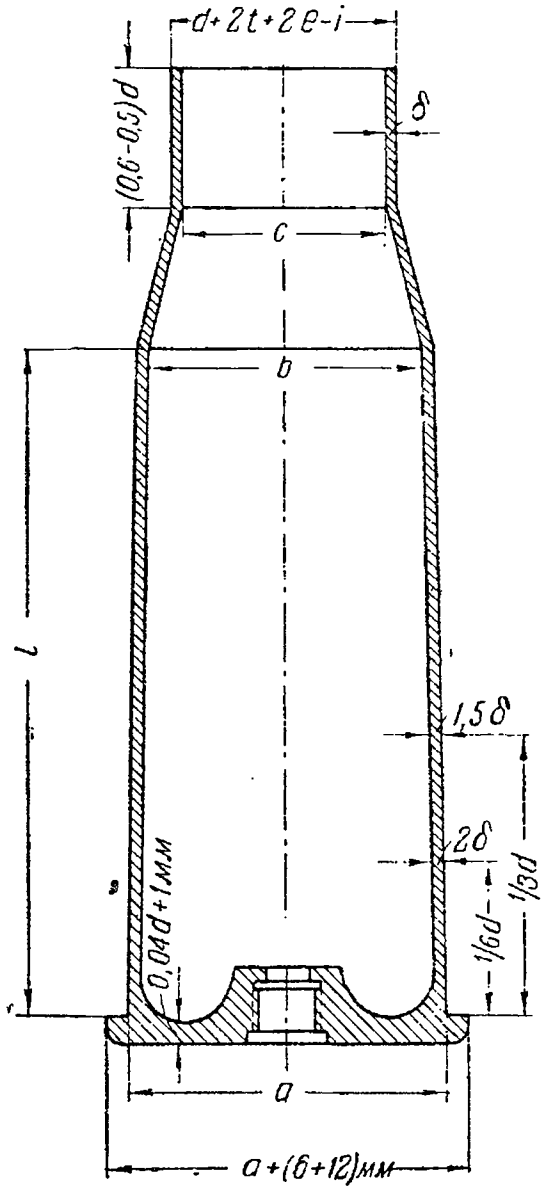
27. УСТРОЙСТВО ГИЛЬЗЫ И КАМОРЫ АРТИЛЛЕРИЙСКОГО ОРУДИЯ

Основным назначением цельнотянутой металлической гильзы является создание надежной обтюрации, т. е. устранение прорыва паровых газов через затвор во время выстрела. Гильза может быть отнесена к обтюраторам, действующим вследствие расширения. Чтобы гильза могла удовлетворить требованиям обтюратора, она не должна разрываться во время выстрела, для чего при ее растяжении не должен быть превзойден предел упругости материала гильзы.

Чтобы не была нарушена прочность материала, необходимо так сочетать конструкцию гильзы с каморой, чтобы зазор между наружной поверхностью гильзы и стенкой каморы был достаточно мал, а дно гильзы имело бы прочные размеры, позволяющие избежать вжатия ее в зазор между казенным срезом трубы и затвором.

Помимо этого основного назначения гильза должна служить для соединения элементов патрона, облегчения заряжания и предохранения заряда от влияния внешних условий.

Гильза, заключающая заряд, при соединении ее со снарядом образует унитарный патрон. Если гильза применяется при заряжании отдельно от снаряда, то такое заряжание называется раздельным.



Фиг. 43.

На фиг. 43 представлен схематический чертеж гильзы для унитарного патрона.

По своему очертанию гильза может быть разделена на верхнюю цилиндрическую часть, называемую дульцем, среднюю — соединительный конус и нижнюю часть — корпус гильзы длиной l, имеющую также незначительную конусность — от $1/60\,l$ до

1/120 l. Внутренний свободный объем гильзы после вставки в нее снаряда должен быть равен объему каморы w_0, получаемому при решении задачи внутренней балистики. Отношение

$$\psi = \frac{d_{ср}}{d}$$

называется бутылочностью гильзы, где $d_{ср}$ — средний внутренний диаметр гильз, d — калибр. Бутылочность гильзы может быть более точно определена из выражения:

$$\psi = \sqrt{\frac{l_0}{l_k}},$$

где $l_0 = \frac{4w_0}{\pi d}$ — приведенная длина каморы, а l_k — расстояние от дна вставленного снаряда до дна гильзы. В артиллерийской практике бутылочность определяют из выражения:

$$\psi_1 = \frac{d_{ср}^2}{d^2}.$$

Бутылочность гильзы может колебаться для больших калибров от 1,05 до 1,25 и для малых от 1,2 до 1,5.

Наружный диаметр дульца гильзы делается на величину $i = 0{,}2 \div 0{,}3$ *мм* меньше, чем наружный диаметр ведущего пояска.

После вставки в дульце снаряда оно расширяется и наружный диаметр становится равным диаметру пояска. Надевание дульца гильзы на снаряд с натяжением обеспечивает прочное соединение последнего с гильзой.

В мелкокалиберных патронах, предназначенных для стрельбы из автоматических пушек, для повышения прочности этого соединения производится специальная закатка, и усилие, потребное для извлечения снаряда из гильзы, может достичь величины от 150 до 200 *кг*.

Имея в виду указанное натяжение i, толщину стенок гильзы у дульца можно определить из выражения:

$$\delta = 0{,}5\,(d + 2t + 2e - d_1),$$

где t — глубина нареза, e — величина форсирования на радиус, d — диаметр запоясковой части снаряда. Обозначая

$$d - d_1 = s,$$

можем написать:

$$\delta = t + e + 0{,}5\,s.$$

С точки зрения надежности обтюрирования необходимо стремиться к тому, чтобы δ у дульца имело малую величину.

Исходя из этого, у орудий, заряжаемых унитарным патроном, для t, e и s выбираются возможно малые величины, а именно:

$$2t = (0{,}01 \div 0{,}02)\,d;$$
$$2e = 0 \div 0{,}2 \text{ } мм;$$
$$s = 0{,}3 \text{ } мм.$$

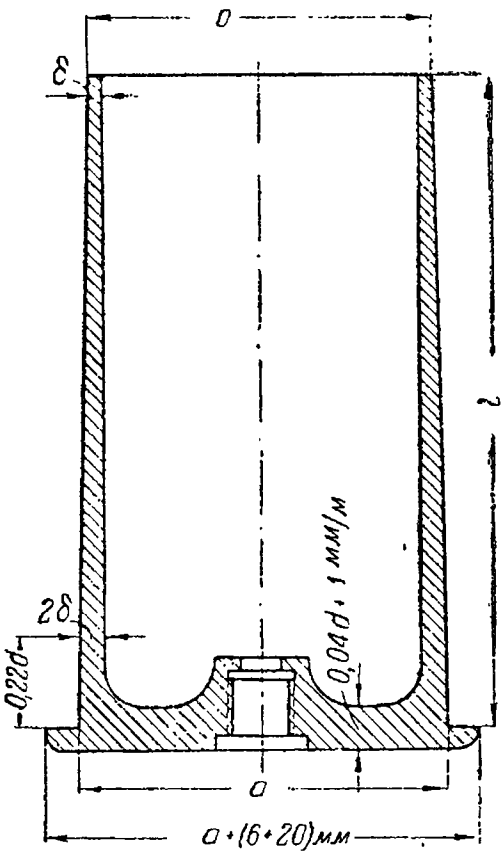
Прочие размеры гильзы указаны на фиг. 43. Принимая во внимание указанную выше конусность (см. стр. 101) для корпуса гильзы, для диаметра гильзы у дна получим следующее значение:

$$a = b + \left(\frac{1}{60} \div \frac{1}{120}\right) l.$$

Размер l определяется в основном выбором величины бутылочности гильзы.

Толщина стенок гильзы к дну постепенно увеличивается.

Зазор между наружной поверхностью гильзы и стенками каморы берется равным от 0,3 *мм* в передней части до 0,7 *мм* у дна гильзы. Материал гильзы у дульца должен быть более пластичным. Так как снаряд в унитарном патроне закреплен в гильзе, то давление пороховых газов в последней должно достигнуть некоторой величины, достаточной для того, чтобы освободить снаряд из гильзы. Этого давления оказывается достаточным для расширения краев гильзы у дульца настолько, чтобы получить плотное прилегание к стенкам каморы, прежде чем газы смогут проникнуть между гильзой и стенками последней.



Фиг. 44.

Для того чтобы получить плотное прилегание к стенкам каморы в гильзах для раздельного заряжания, необходимо стремиться, чтобы зазор между стенками каморы и передней частью гильзы был возможно меньше. С этой целью наружный диаметр гильзы делают меньше соответствующего диаметра каморы на 0,1 — 0,15 *м*.

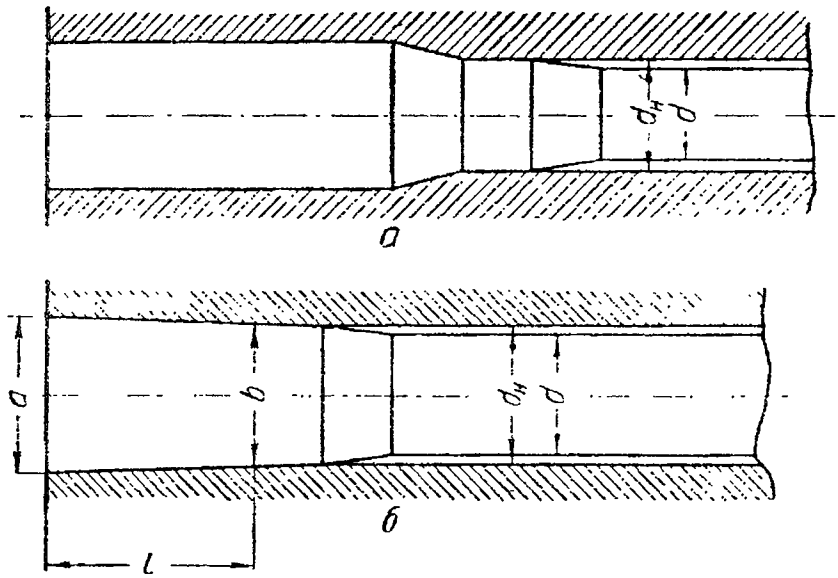
Для обеспечения надежного прилегания краев гильзы при раздельном заряжании к стенкам каморы в последнюю плотно вдавливается крышка. Прежде чем эта крышка будет вытолкнута из гильзы, давление сделается достаточным, чтобы заставить края гильзы прилечь к стенкам каморы. Крышка прессуется из картона или латуни и имеет толщину от 0,5 до 1 *мм*.

На фиг. 44 представлен схематический чертеж гильзы для раздельного заряжания. Для определения толщины стенок дульца гильзы пользуются следующей эмпирической формулой:

$$\delta = 0{,}005\, d + 0{,}33 \ мм.$$

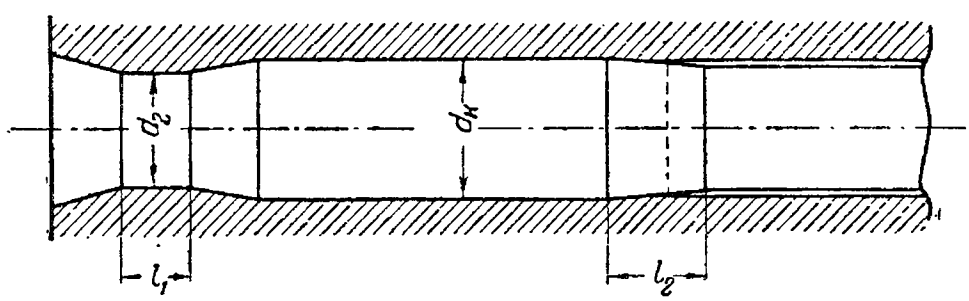
Прочие размеры гильзы для раздельного заряжания указаны на фиг. 44.

У орудий, в которых применяется гильза, чертеж каморы близок к чертежу гильзы.



Фиг. 45.

На фиг. 45, *а* представлен чертеж каморы для унитарного патрона. Передняя цилиндрическая часть каморы делается длиннее дульца гильзы настолько, чтобы между началом нарезов и передним срезом дульца поместился ведущий поясок снаряда.



Фиг. 46.

На фиг. 45, *б* представлен схематический чертеж каморы для раздельного заряжания. Задний диаметр конической части каморы делается на 0,3- 0,7 *мм* больше, чем соответствующий диаметр гильзы.

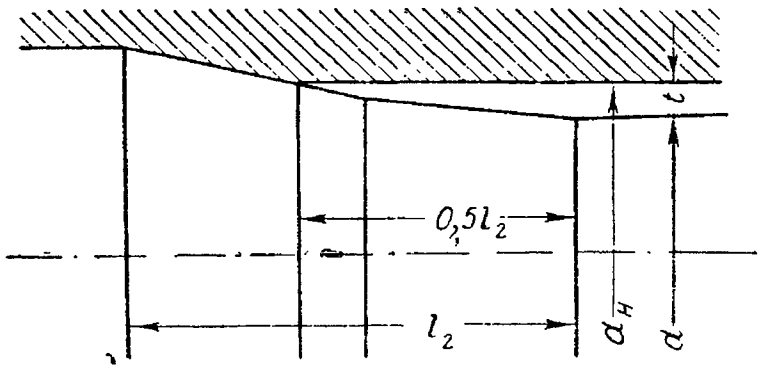
На фиг. 46 представлена камора для картузного заряжания. В передний конус упирается ведущий поясок снаряда. Длина его l_2 определяется, исходя из соотношения:

$$l_2 = 10\ (d_к - d_н),$$

где $d_к$ — диаметр цилиндрической части каморы;

$d_н$ — диаметр канала по нарезам.

Длина цилиндрической части делается, исходя из необходимого объема зарядной каморы w_0, а диаметр $d_к$ назначается в соответствии с выбранным коэфициентом бутылочности. Диаметр каморы $d_к$ выгодно увеличивать. При этом сокращается длина каморы и, следовательно, и длина всего ствола. Однако чрезмерное увеличение $d_к$ приводит к утолщению ствола по месту каморы и создает большие усилия, действующие на затвор. Для уменьшения поверхности давления на затвор в задней части каморы делается усеченный конус, переходящий в цилиндрическую горловину. Отрицательной стороной горловины является то, что диаметр картузного заряда приходится делать меньше диаметра каморы $d_к$, а это не дает возможности осуществить достаточно большие плотности заряжания.



Фиг. 47.

Диаметр горловины и ее длина выбираются из следующих соотношений: $l_1 = 0{,}5d$ и $d_2 = 1{,}05d$.

Как уже указывалось, камора с нарезной частью соединяется усеченным конусом. Вследствие этого глубина нарезов увеличивается и достигает требуемой величины лишь после окончания конусности. На фиг. 47 показано образование полной глубины нарезов.

Глава VI

ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОРУДИЙНЫХ СТВОЛОВ

28. ОБЩИЕ ОСНОВАНИЯ ГРАФИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

В первой главе (§ 3) нами были выведены следующие уравнения для напряжений и деформаций:

$$P = \frac{C_2}{r^2} - C_1; \quad |E\varepsilon_x| = \frac{4}{3}\frac{C_2}{r^2} - \frac{2}{3}C_1,$$

$$\sigma_y = \frac{C_2}{r^2} + C_1; \quad E\varepsilon_y = \frac{4}{3}\frac{C_2}{r^2} + \frac{2}{3}C_1,$$

где

$$C_1 = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Введем в эти уравнения новую переменную

$$x = \frac{h}{r^2},$$

где h — некоторая постоянная величина. Тогда наши уравнения перепишутся так:

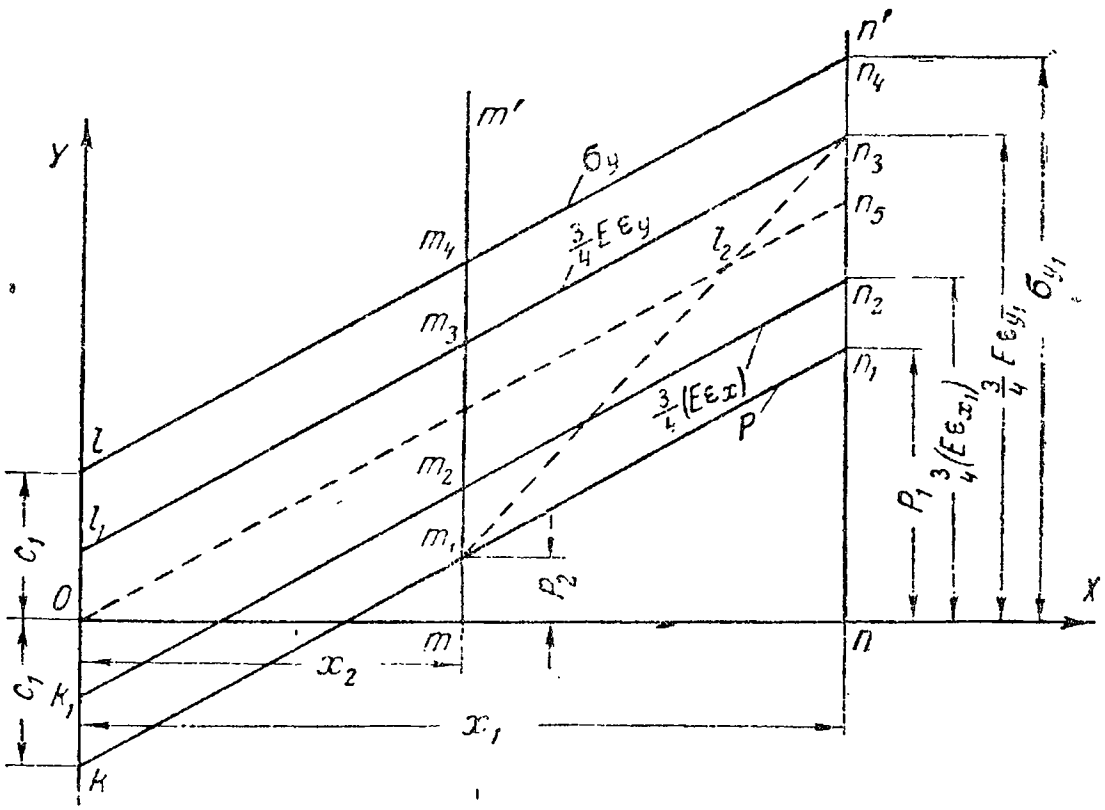
$$P = \frac{C_2}{h}x - C_1; \quad \frac{3}{4}|E\varepsilon_x| = \frac{C_2}{h}x - \frac{C_1}{2};$$

$$\sigma_y = \frac{C_2}{h}x + C_1; \quad \frac{3}{4}E\varepsilon_y = \frac{C_2}{h}x + \frac{C_1}{2}.$$

Рассматривая эти уравнения, нетрудно видеть, что они являются уравнениями прямых в прямоугольной системе координат. Угловые коэфициенты $\frac{C_2}{h}$ у этих прямых одинаковы и, следовательно, линии параллельны. Начальными же ординатами их являются: $-C_1$ — для линии P; $+C_1$ — для линии σ_y; $-\frac{C_1}{2}$ — для линии $\frac{3}{4}|E\varepsilon_x|$; $+\frac{C_1}{2}$ — для линии $\frac{3}{4}E\varepsilon_y$.

Поскольку линии параллельны, то, имея какую-либо одну из четырех, мы можем провести все остальные.

Предположим, что мы имеем трубу с радиусами r_1 и r_2, на которую действуют: изнутри давление P_1, а снаружи — давление P_2. Для определения напряжений и деформаций в стенке трубы воспользуемся указанным выше свойством линий, графически изображающих как действительные, так и приведенные напряже-



Фиг. 48.

ния. Возьмем прямоугольную систему координат XOY (фиг. 48). По оси OY в соответствующем масштабе будем откладывать значения P, σ_y, $\frac{3}{4}E\varepsilon_y$ и $\frac{3}{4}|E\varepsilon_x|$, а по оси OX — значения x.

Поскольку радиусы r_1 и r_2 заданы, то, задавшись величиной h, мы можем определить значения

$$x_1 = \frac{h}{r_1^2} \quad \text{и} \quad x_2 = \frac{h}{r_2^2}.$$

Отсюда видно, что величина h определяет тот масштаб, в котором предполагается производить графические построения. Чем h выбрано больше, тем больше значения x, и наоборот.

Через значения x_1 и x_2 проведем вертикальные прямые nn' и mm', на которых будем откладывать величины давлений, напряжений и деформаций, относящиеся соответственно к внутренней и наружной поверхностям. Отложим в соответствующем масштабе заданные нам давления P_1 и P_2. Пусть отрезок $nn_1 = P_1$, а отрезок $mm_1 = P_2$. Проведя через точки n_1 и m_1 прямую n_1k, мы получим линию давлений с начальной ординатой $Ok = -C_1$. Откладывая же отрезок $Ol = C_1$ и проведя через

точку l линию ln_4, параллельную линии давлений, получим линию тангенциальных напряжений σ_y. Отрезок $nn_4 = \sigma_{y_1}$ и $mm_4 = \sigma_{y_2}$. Далее, откладывая отрезок $Ol_1 = \frac{C_1}{2}$ и проведя через точку l_1 линию l_1n_3, параллельную линии давлений, мы получим линию значений $\frac{3}{4} E\varepsilon_y$. Отрезок $mm_3 = E\varepsilon_{y_2}$, а отрезок $nn_3 = E\varepsilon_{y_1}$. Откладывая же начальную координату $Ok_1 = \frac{C_1}{2}$, получим линию k_1n, изображающую изменение значения $\frac{3}{4}|E\varepsilon_x|$ в стенке трубы.

Умножая теперь соответствующие отрезки вертикальных прямых на масштаб, в котором были отложены давления, получим численные значения напряжений и деформаций на внутренней и наружной поверхностях трубы.

Известно, что отрезки параллельных между параллельными равны, и поэтому отрезок $n_1n_3 = kl_1$. Если же мы отрезок n_1n_3 разделим на три части и через ближайшее деление к линии значений $\frac{3}{4} E\varepsilon_{y_1}$, т. е. точку n_5, проведем вспомогательную линию, параллельную уже построенным линиям, то она обязательно пройдет через начало координат.

Если теперь соединим точку n_3 с точкой m_1 вспомогательной линией n_3m_1, которая будет секущей для построенных параллельных линий, то на основании свойств секущей вспомогательная линия n_5O отсечет от секущей отрезок l_2n_3, равный одной трети всей длины отрезка секущей m_1n_3.

Уяснив суть построения линий P_1, σ_{y_1}, $\frac{3}{4}E\varepsilon_y$ и $\frac{3}{4}|E\varepsilon_x|$ и указанные свойства вспомогательных линий, нетрудно произвести графический расчет орудийного ствола.

29. ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НЕСКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА ПО ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ

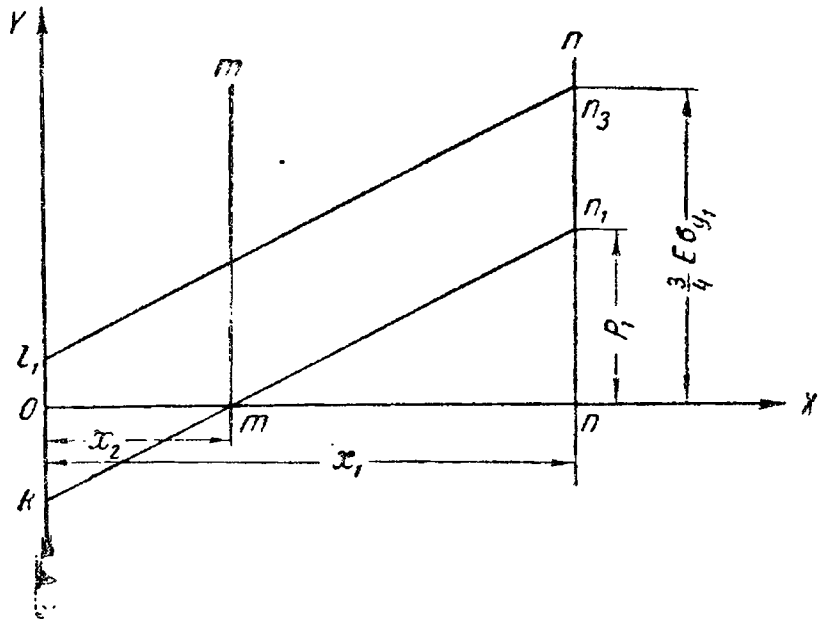
Рассмотрим возможные на практике случаи расчета однослойного нескрепленного ствола.

а) Даны r_1, r_2 и P_1. Требуется определить предел упругости металла ствола σ_{e_1} (фиг. 49). Зная r_1 и r_2 и задаваясь h, определим

$$x_1 = \frac{h}{r_1^2} \quad \text{и} \quad x_2 = \frac{h}{r_2^2}.$$

Отложим эти значения x_1 и x_2 по оси OX. Задаваясь масштабом для давлений, мы можем отложить заданное нами P_1 по ординате при $x = x_1$. В однослойном стволе давление на наружной поверхности принято $P_2 = 0$; зная давление P_1, мы можем провести линию давлений n_1m. Продолжая ее до пересечения с осью OY, получим начальную ординату $Ok = -C_1$, а, проведя линию с начальной ординатой $Ol_1 = \frac{C_1}{2}$, параллельную ли

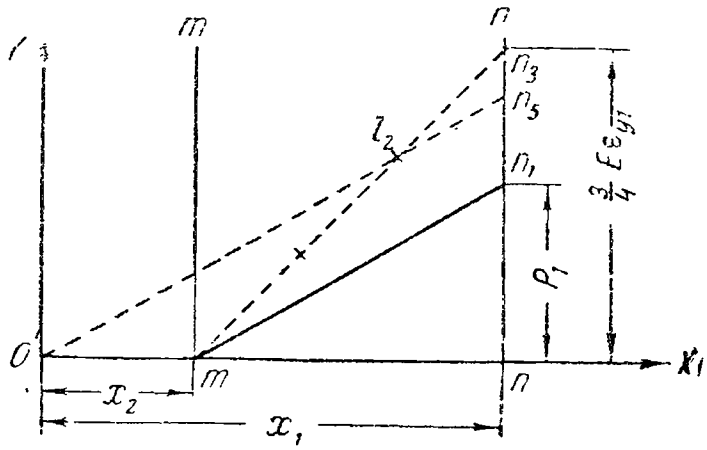
нии давлений, получим отрезок nn_3, изображающий в определенном масштабе значение $\frac{3}{4}E\varepsilon_{y_1}$. Зная $\frac{3}{4}E\varepsilon_{y_1}$ нетрудно определить и $E\varepsilon_{y_1}$.



Фиг. 49.

Так как при расчете нескрепленного ствола по тангенциальной деформации необходимо, чтобы $E\varepsilon_{y_1} = \sigma_{e_1}$, то мы тем самым нашли и необходимый предел упругости металла.

б) Дан ствол, у которого радиусы r_1 и r_2 и который изготовлен из металла с пределом упругости σ_{e_1}. Требуется определить его прочное сопротивление P_1.



Фиг. 50.

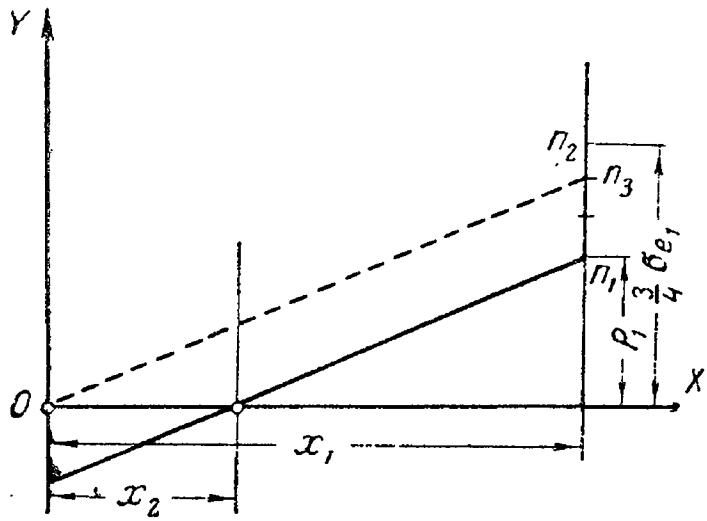
Зная r_1 и r_2 и задавшись h, как в предыдущем случае, определяем x_1 и x_2. Выбрав масштаб, откладываем по ординате при $x = x_1$ отрезок $nn_3 = \frac{3}{4}\sigma_{e_1} = \frac{3}{4}E\varepsilon_{y_1}$. Для дальнейших построений воспользуемся вспомогательными линиями, о которых было сказано выше. Одной из этих вспомогательных линий была секущая (см. фиг. 48), проведенная через точку n_3 и точку m_1.

В нашей задаче $P_2 = 0$, а поэтому указанную секущую надлежит провести через точки n_3 и m.

Выше было установлено (§ 28), что вторая вспомогательная линия проходит через начало координат, параллельна линиям напряжений и линии давлений и отсекает в верхней части у секущей отрезок, равный $^1/_3$ его длины. Исходя из этого, делим

отрезок mn_3 секущей на три части (фиг. 50) и точку l_2 соединяем с началом координат. К проведенной таким образом линии On_5 через точку m проводим параллельную, которая при пересечении с ординатой при $x = x_1$ даст отрезок $nn_1 = P_1$.

в) Дан внутренний радиус ствола r_1 и предел упругости металла σ_{e_1}. Требуется определить наружный радиус r_2, чтобы ствол имел прочное сопротивление, равное P_1.



Фиг. 51.

Так как нам известно r_1, то, задавшись h, можем определить $x_1 = \frac{h}{r_1^2}$. Выбрав масштаб по ординате при $x = x_1$, откладываем значения P_1 и $\frac{3}{4}E\varepsilon_{y_1} = \frac{3}{4}\sigma_{e1}$. Для того чтобы определить r_2, нам необходимо провести линию давлений, которая при пересечении с осью OX даст значение $x_2 = \frac{h}{r_2^2}$.

Для построений воспользуемся одной из вспомогательных линий (фиг. 51). Разделим отрезок n_1n_2 на три части и от ближайшего деления к точке n_2 проведем прямую через начало координат. Как уже было показано, линия давлений будет параллельна этой прямой. Проведя через точку n_1 линию давлений, мы получим при пересечении ее с осью OX значение x_2. Наружный радиус r_2 найдется вычислением из равенства: $r_2 = \sqrt{\frac{h}{x_2}}$.

30. ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА

1. Произведем графический расчет двухслойного скрепленного ствола, для которого даны: радиусы слоев r_1, r_2, r_3 и пределы упругости металла σ_{e_1} и σ_{e_2}. Требуется определить предел прочного сопротивления P_1, давления P_2'' и P_2', а также тангенциальное напряжение сжатия T_1 на внутренней поверхности канала и относительное натяжение γ_2.

Зная радиусы и задаваясь h, определим

$$x_1 = \frac{h}{r_1^2}, \quad x_2 = \frac{h}{r_2^2}, \quad x_3 = \frac{h}{r_3^2}$$

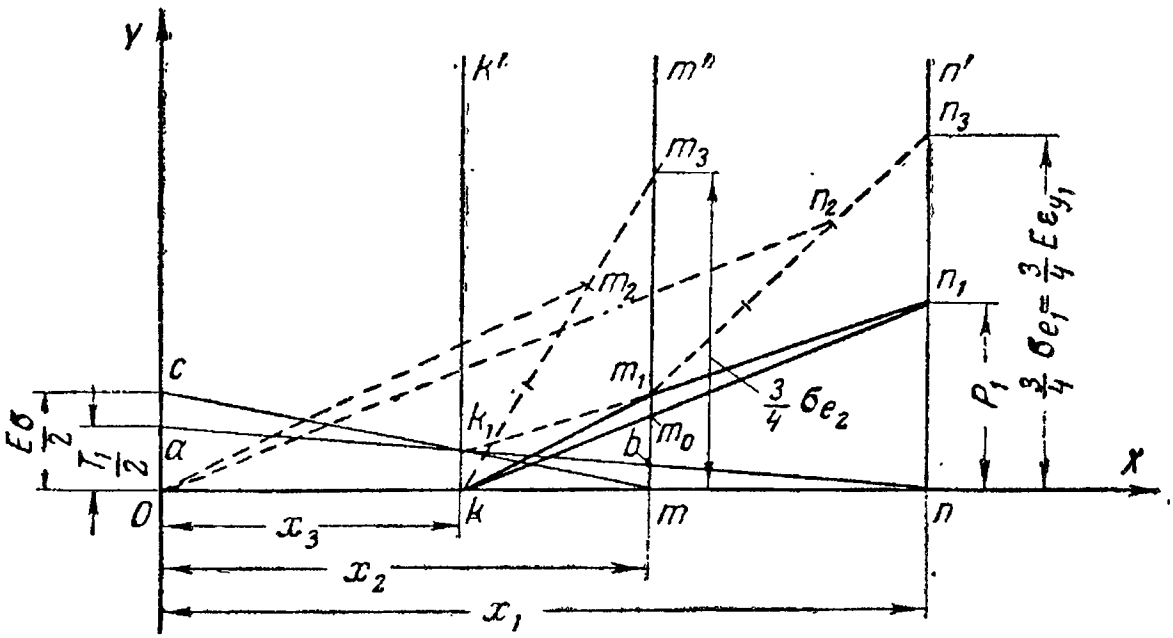
и через точки n, m, k проведем вертикальные линии (фиг. 52).

Отложим в выбранном масштабе отрезки: $nn_3 = \frac{3}{4}\sigma_{e_1}$ и $mm_3 = \frac{3}{4}\sigma_{e_2}$.

Дальнейшие построения начинаем с наружного слоя.

В данном случае поступаем так. Через точки m_3 и k проводим вспомогательную линию m_3k, которую делим на три равные части. После этого из точки m_2 через начало координат проводим линию m_2O. Проводя из точки k прямую km_1, параллельную m_2O, получим отрезок $mm_1 = P_2$.

После этого приступаем к расчету внутреннего слоя, для чего проводим вспомогательную линию n_3m_1, которую делим на три равные части, и точку n_2 соединяем с началом координат.



Фиг. 52.

Проводя теперь через точку m_1 прямую m_1n_1, параллельную n_2O, получим отрезок $nn_1 = P_1$. Соединяя точку n_1 с точкой k, получим отрезок $m_0m = P_2''$, и следовательно, отрезок $m_0m_1 = mm_1 - mm_0 = P_2 - P_2'' = P_2'$.

Продолжим линию n_1m_1 до пересечения с линией kk', на которой получим точку k_1. Проводя прямую nk_1 и продолжая ее до пересечения с осью OY, получим отрезок $Oa = \frac{T_1}{2}$. Докажем это положение.

При рассмотрении прочного сопротивления скрепленного ствола (§ 12) нами было получено, что

$$T_1 = P_2' \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \qquad (46)$$

Введем новую переменную $x = \frac{h}{r^2}$; получим:

$$\frac{T_1}{2} = P_2' \frac{x_1}{x_1 - x_2}.$$

Для доказательства того, что отрезок $Oa = \frac{T_1}{2}$, рассмотрим треугольники kk_1n и mbn; kk_1n_1 и $m_0m_1n_1$.

Из подобия первых двух треугольников можем написать:

$$\frac{mb}{kk_1} = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_3}.$$

Рассматривая подобие другой пары треугольников, получаем:

$$\frac{m_0m_1}{kk_1} = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_3}.$$

Так как $m_0m_1 = P_2'$, то получаем:

$$\frac{P_2'}{kk_1} = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_3}.$$

Сравнивая полученные отношения, приходим к выводу, что отрезок $mb = P_2'$.

Рассматривая далее подобие $\triangle Oan$ и $\triangle mbn$, можем написать:

$$\frac{Oa}{mb} = \frac{x_1}{x_1 - x_2},$$

откуда

$$Oa = P_2' \frac{x_1}{x_1 - x_2} = \frac{T_1}{2}.$$

Проведем через точки k_1 и m прямую и, продолжив ее до пересечения с осью OY, получим отрезок $Oc = \frac{E\gamma_2}{2}$. Для определения относительного натяжения двухслойного ствола было получено (§ 16) выражение:

$$E\gamma_2 = P_2' \frac{2r_2^2(r_3^2 - r_1^2)}{(r_3^2 - r_2^2)(r_3^2 - r_1^2)}. \qquad (73)$$

Вводя сюда переменную $x = \frac{P_2}{r^2}$, получим:

$$\frac{E\gamma_2}{2} = P_2' \frac{(x_1 - x_3)x_2}{(x_1 - x_2)(x_2 - x_3)}.$$

Из подобия $\triangle kk_1n_1$ и $\triangle m_0m_1n_1$ можем написать:

$$\frac{kk_1}{m_0m_1} = \frac{x_1 - x_3}{x_1 - x_2},$$

откуда, так как $m_0m_1 = P_2'$,

$$kk_1 = P_2' \frac{x_1 - x_3}{x_1 - x_2}.$$

Рассматривая далее подобие $\triangle Ocm$ и $\triangle kk_1m$, получаем, что

$$\frac{Oc}{kk_1} = \frac{x_2}{x_2 - x_3},$$

откуда

$$Oc = k_1k \frac{x_2}{x_2 - x_3}.$$

Следовательно

$$Oc = P_2' \frac{x_2(x_1 - x_3)}{(x_1 - x_2)(x_2 - x_3)} = \frac{E\gamma_2}{2}.$$

Эти доказательства показывают, что графический расчет произведен правильно.

2. Рассмотрим случай, когда даны радиусы слоев r_1, r_2 и r_3, предел упругости металла первого слоя σ_{e_1} и предел прочного сопротивления P_1. Требуется произвести графический расчет, т. е. определить σ_{e_2}, P_2, P_2', P_2'', T_1 и $E\gamma_2$.

При решении этой задачи могут встретиться два случая, а именно: когда $^3/_4\sigma_{e_1} > P_1$ и $^3/_4\sigma_{e_1} < P_1$.

В первом случае, как известно, расчет необходимо вести по тангенциальной деформации, а во втором — по радиальной.

Рассмотрим сначала первый случай, когда $^3/_4\sigma_{e_1} > P_1$.

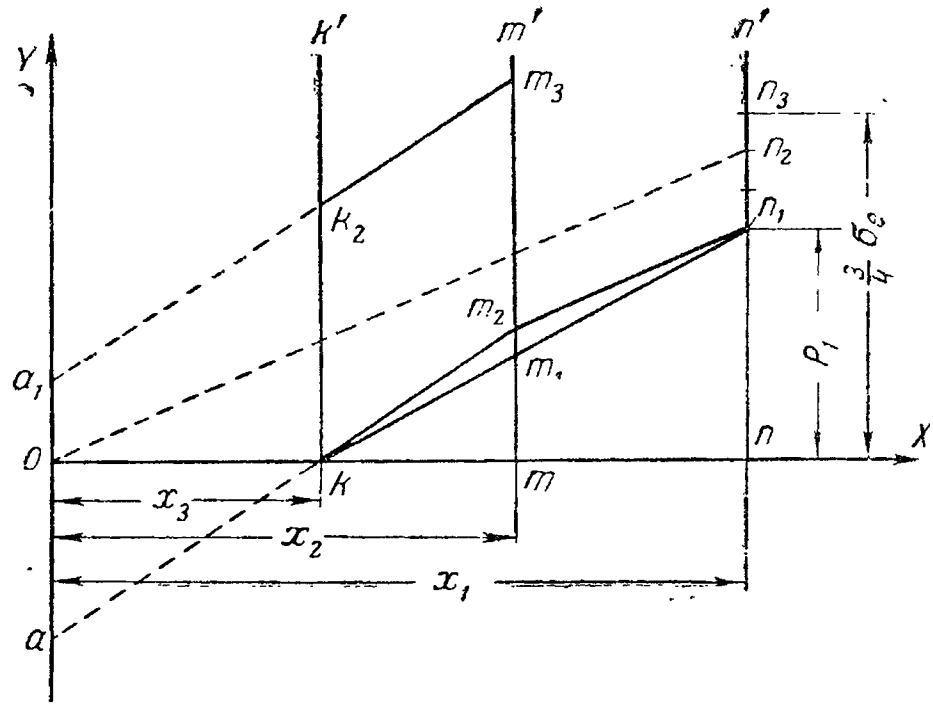
Первоначальные построения производим так же, как и в предыдущей задаче (фиг. 53). На линии nn' откладываем в соответствующем масштабе отрезок $nn_1 = P_1$ и отрезок $nn_3 = {}^3/_4\sigma_{e_1}$. Отрезок n_1n_3 делим на три части и из точки n_2 проводим прямую n_2O через начало координат. После этого проводим линию действительных давлений в первом слое n_1m_2 параллельно линии n_2O. Отрезок $mm_2 = P_2$. Соединяя точку m_2 с точкой k, получаем линию действительных давлений во втором слое; продолжаем ее до пересечения с осью OY. Полученный отрезок Oa делим пополам и откладываем отрезок $Oa_1 = \frac{Oa}{2}$, после чего из точки a_1 проводим линию a_1m_3, параллельную линии давлений km_2. Полученный отрезок mm_3 представляет в выбранном масштабе давлений значение $^3/_4\sigma_{e_2}$.

Прочие построения для определения P_2'', P_2', $E\gamma_2$ и T_1 производятся так же, как и в предыдущей задаче.

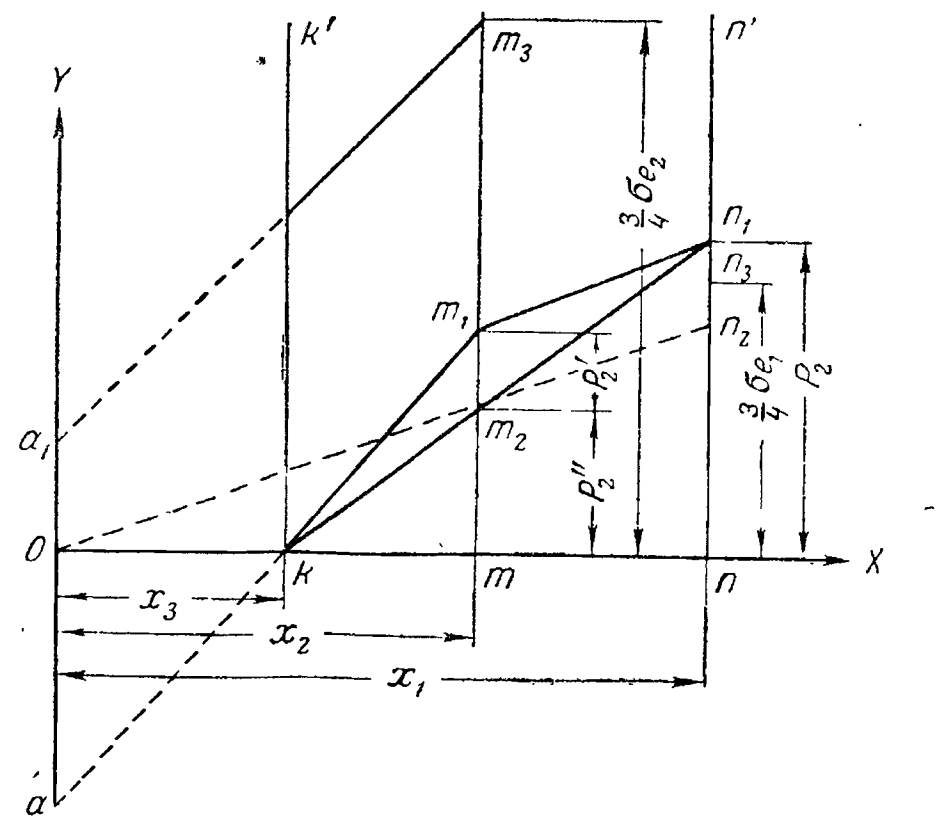
Если $^3/_4\sigma_{e_1} < P_1$, то радиальная деформация больше тангенциальной и графический расчет надлежит производить следующим порядком.

На линии nn_1 (фиг. 54) откладываем, выбрав масштаб напряжений и давлений, отрезок $nn_1 = P_2$ и отрезок $nn_3 = {}^3/_4\sigma_{e_1}$. От точки n_3 вниз откладываем отрезок $n_3n_2 = n_1n_3$ и через точку n_2 проводим прямую n_2O через начало координат. Затем из точки n_1 проводим n_1m_1 — линию действительных давлений в первом слое, параллельную линии n_2O. Отрезки $mm_1 = P_2$, $mm_2 = P_2''$ и $m_2m_1 = P_2'$. Далее проводим прямую m_1k — линию действительных давлений во втором слое, так как для второго слоя наружное давление равно нулю. Продолжаем ее до пересечения с осью OY. После этого отрезок Oa делим пополам и, отложив отрезок $Oa_1 = Oa_2$, из точки a_1 проводим прямую a_1m_3, параллельную am. Отрезок mm_3 представляет в выбранном масштабе значение $^3/_4\sigma_{e_2}$.

Дальнейшее построение производится так, как это было показано в первой задаче.


Y
K'
m'
n'
m3
n3
n2
n1
K2
m2
m1
a1
0
K
m
n
X
x3
x2
x1
a
3/4 σe
p1

Фиг. 53.

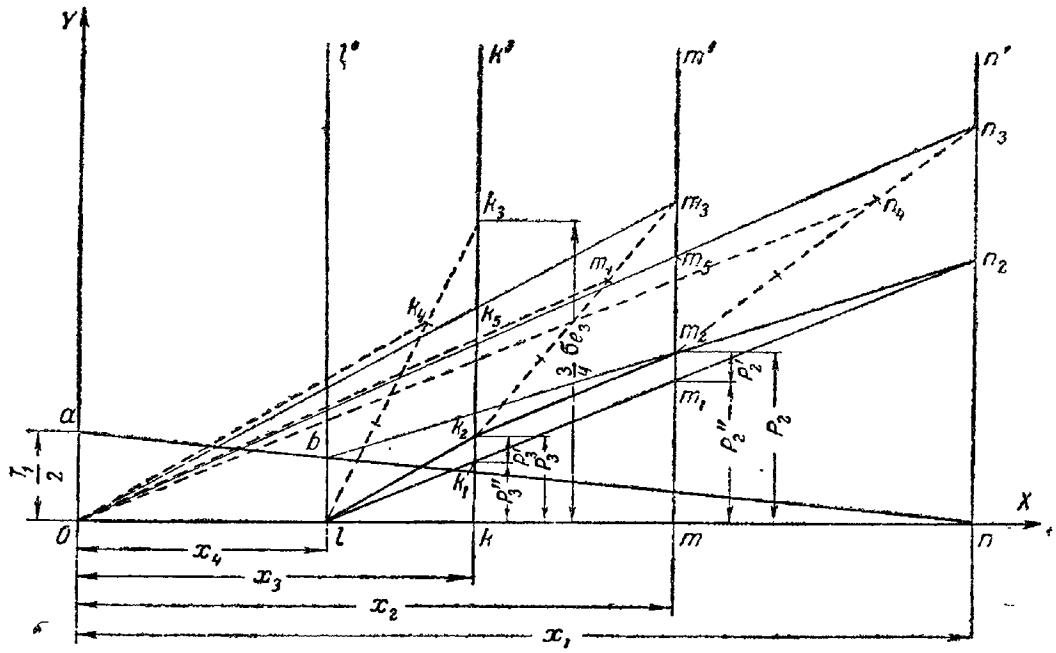

Y
K'
m3
n'
3/4 σe2
n1
n3
m1
n2
3/4 σe1
p2
p2'
p2''
a1
m2
0
K
m
n
X
x3
x2
x1
a

Фиг. 54.

31. ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРЕХСЛОЙНОГО СКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА

Рассмотрим случай графического расчета трехслойного скрепленного ствола, когда даны радиусы r_1, r_2, r_3, r_4 и пределы упругости металла слоев σ_{e_1}, σ_{e_2}, σ_{e_3}.

Выбираем прямоугольную систему координат $\overline{XOY}$ (фиг. 55) и проводим прямые nn', mm', kk' и ll', параллельные оси OY на расстоянии $x_1 = \frac{h}{r_1^2}$, $x_2 = \frac{h}{r_2^2}$, $x_3 = \frac{h}{r_3^2}$ и $x_4 = \frac{h}{r_4^2}$ от начала координат.



Фиг. 55.

Так как нам известны пределы упругости металла слоев, то от точек n, m, k и l в положительном направлении в выбранном масштабе откладываем отрезки

$$nn_3 = {}^3/_4\,\sigma_{e_1},\quad mm_3 = {}^3/_4\,\sigma_{e_2},\quad kk_3 = {}^3/_4\,\sigma_{e_3}.$$

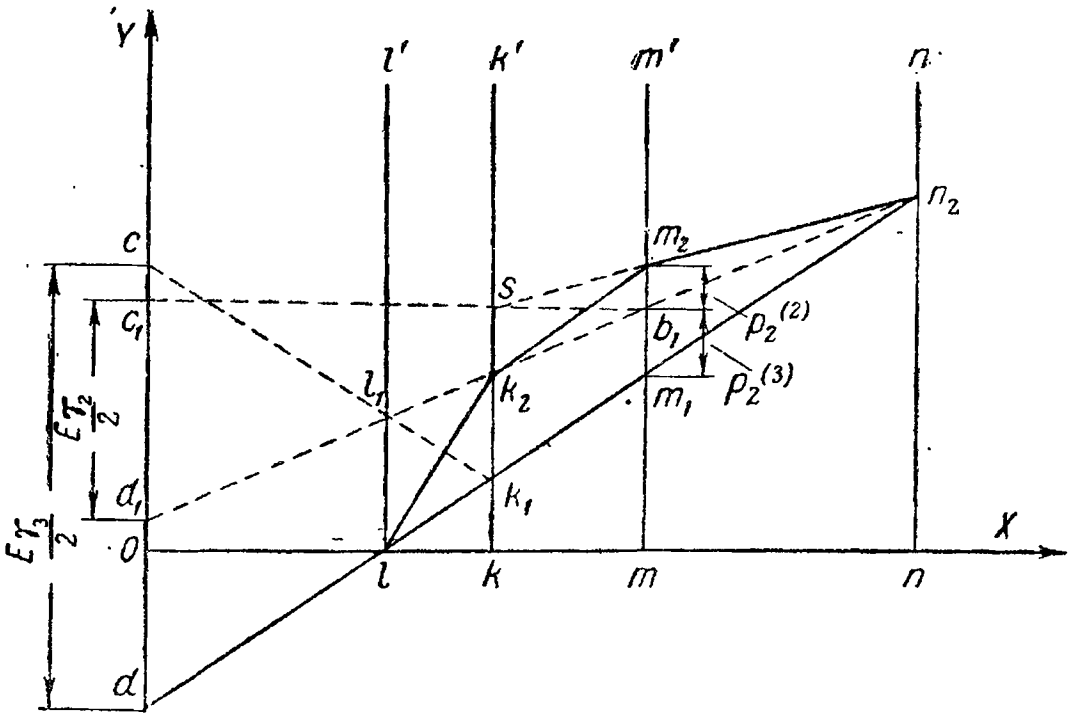
Дальнейшие построения начинаем с наружного слоя, для которого наружное давление $P_4 = 0$. В третьем слое тангенциальная деформация имеет наибольшее значение, а поэтому ${}^3/_4\,\sigma_{e_3} = {}^3/_4\,E\varepsilon_{y_3}$. Для того чтобы провести линию действительных давлений в этом слое, проведем вспомогательную линию k_3l и, разделив ее на три части, проведем через начало координат вспомогательную линию Ok_4. Линия давлений должна быть ей параллельна. Проводя линию $lk_2 \parallel k_4O$, получим отрезок $kk_2 = P_3$.

Для второго слоя теперь имеем наружное давление P_3 и значение ${}^3/_4\,E\varepsilon_{y_1}$ на внутренней поверхности. Для того чтобы судить, по какой деформации — радиальной или тангенциальной — надлежит вести расчет второго слоя, необходимо провести прямую m_3O. Если точка k_5 лежит выше точки k_2, то расчет ведется по тангенциальной деформации. Если

точка k_5 находится ниже точки k_2, то расчет надлежит производить по радиальной деформации.

Как видно, в данном случае расчет необходимо вести по тангенциальной деформации как наибольшей. Построение линии действительных давлений во втором слое производим, как это было показано для однослойного ствола, при помощи вспомогательных линий m_3k_2 и m_4O. После проведения линии давлений k_2m_2 полученный отрезок mm_2 в соответствующем масштабе представит давление P_2.

Приступая к расчету первого слоя, необходимо опять произвести проверку, по какой деформации надлежит производить его расчет. Проведя вспомогательную линию n_3O, убеждаемся, что



Фиг. 56.

точка m_5 лежит выше m_2, а поэтому и расчет первого слоя производим по тангенциальной деформации как наибольшей. Отрезок nn_2 представляет в соответствующем масштабе предел прочного сопротивления P_1 рассчитываемого трехслойного ствола.

Соединяя точку n_2 с точкой l, получим линию дополнительных давлений.

Будем иметь:

$$mm_1 = P''_2 \quad \text{и} \quad kk_1 = P''_3.$$

Так как $P'_2 = P_2 - P''_2$ и $P'_3 = P_3 - P''_3$, получим, что отрезок $m_1m_2 = P'_2$ и отрезок $k_1k_2 = P'_3$.

Абсолютное значение тангенциального напряжения T_1 на внутренней поверхности получим, продолжая линию действительных давлений n_2m_2 первого слоя до пересечения с линией ll' в точке

b и проводя линию nb, которая на оси ординат отсечет отрезок $Oa = \frac{\pi}{2}$.

Что касается относительных натяжений γ_2 и γ_3, то таковые найдутся аналогично тому, как это было показано для двухслойного ствола, потому что при надевании третьего слоя на первые два эти последние могут быть приняты за один слой с радиусами r_1 и r_3 (фиг. 56).

Найдем построением величину $\frac{E\gamma_3}{2}$. Для этого через точки n_2 и k_2 проведем прямую до пересечения с линией ll', отвечающей наружной поверхности, в точке l_1. Далее проведем прямую через точки k_1 и l_1 до пересечения с осью ординат в точке C и линию n_2l до пересечения с этой же осью в точке d.

Отрезок прямой dc представит величину $\frac{E\gamma_3}{2}$, зная которую, нетрудно найти γ_3 и q_2.

Из чертежа видно, что произведенное скреплением давление P_2' в окончательно собранном трехслойном стволе состоит из двух давлений: $P_2^{(2)} = b_1m_2$ — от надевания второго слоя на первый и $P_2^{3)} = m_1b_1$, наросшего от надевания третьего слоя на первых два собранных.

Таким образом до надевания третьего слоя между первым и вторым слоем было давление $P_2^{(2)} = b_1m_2$, явившееся результатом скрепления с относительным натяжением γ_2. Для нахождения величины $\frac{E\gamma_2}{2}$ продолжим линию n_2m_2 действительных давлений в первом слое до пересечения с линией kk', соответствующей наружной поверхности второго слоя, в точке s и продолжим прямую n_2k_2 до пересечения с осью ординат в точке d_1. Далее, проводя через точки b_1 и s прямую до пересечения в точке c_1 с осью ординат OY, получим отрезок $d_1c_1 = \frac{E\gamma_2}{2}$.

Зная эту величину, нетрудно определить значения γ_2 и $q_2 = \gamma_2 2r_2$.

Глава VII

РАСЧЕТ ОРУДИЙНЫХ СТВОЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПО ГИПОТЕЗАМ СКОЛЬЖЕНИЯ И ЭНЕРГИИ ФОРМОИЗМЕНЕНИЯ

32. РАСЧЕТ НЕСКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА (МОНОБЛОК)

а) По гипотезе скольжения (гипотеза Gaesta)

Как уже было сказано, нескрепленный ствол в любом его сечении может быть рассмотрен как труба, имеющая внутренний радиус r_1, наружный радиус r_2 и подвергнутая изнутри давлению P_1.

Согласно гипотезе прочности по скольжению должно быть соблюдено условие:

$$\sigma_y - \sigma_x \leqslant \sigma_e. \tag{24}$$

Имея в виду, что $\sigma_x = -P$, напишем условие (24) для внутренней поверхности трубы:

$$P_1 + \sigma_{y_1} = \sigma_{e_1}. \tag{108}$$

Значение σ_{y_1} получим из выражения для тангенциальных напряжений системы уравнений (16), полагая $P_2 = 0$ и $r = r_1$:

$$\sigma_{y_1} = P_1 \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}. \tag{109}$$

Подставляя это значение в уравнение (108) и решая относительно P_1, получим:

$$P_1 = \sigma_{e_1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2}, \tag{110}$$

—выражение для предела упругого сопротивления нескрепленного ствола в случае расчета по гипотезе скольжения.

Разделив числителя и знаменателя на r_2^2, получим:

$$P_1 = \sigma_{e_1} \frac{1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}}{2}.$$

Нетрудно видеть, что при $r_2 = \infty$

$$P_1 = \frac{1}{2} \sigma_{e_1}.$$

б) По гипотезе энергии формоизменения.

Согласно этой гипотезе прочности приведенное напряжение σ определяется по нижеследующей формуле:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_y-\sigma_x)^2+(\sigma_x-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_y)^2}. \qquad (25)$$

Осевое напряжение нами при расчете ствола во внимание не принимается, и следовательно $\sigma_z=0$. Тогда получим:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_y-\sigma_x)^2+\sigma_x^2+\sigma_y^2}$$

или

$$\sigma = \sqrt{\sigma_y^2-\sigma_y\sigma_x+\sigma_x^2}. \qquad (111)$$

Пользуясь уравнениями системы (16), значения σ_y и σ_x можно выразить через давления P_1 и P_2. Подставляя эти значения σ_y и σ_x в выражение (111) и производя соответствующие алгебраические преобразования, получим:

$$\sigma = \pm\frac{r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\sqrt{3\frac{r_2^4}{r^4}(P_1-P_2)^2+\left(P_1-\frac{r_2^2}{r_1^2}P_2\right)^2}. \qquad (112)$$

Для случая, когда труба подвергнута одному внутреннему давлению P_1, а $P_2=0$, получим следующее выражение для приведенного напряжения σ_1 на внутренней поверхности трубы $(r=r_1)$:

$$\sigma_1 = P_1\frac{\sqrt{3r_2^4+r_1^4}}{r_2^2-r_1^2}. \qquad (113)$$

Полагая теперь $\sigma_1=\sigma$ и решая последнее уравнение относительно P_1, получим:

$$P_1 = \sigma_{e_1}\frac{r_2^2-r_1^2}{\sqrt{3r_2^4+r_1^4}}, \qquad (114)$$

— выражение для предела упругого сопротивления нескрепленного ствола для случая расчета по гипотезе энергии формоизменения.

Деля числителя и знаменателя на r_2^2, получим:

$$P_1 = \sigma_{e_1}\frac{1-\frac{r_1^2}{r_2^2}}{\sqrt{3+\frac{r_1^4}{r_2^4}}}.$$

Нетрудно видеть, что при $r_2=\infty$ будем иметь:

$$P_1 = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_{e_1} = 0{,}577\ \sigma_{e_1}. \qquad (115)$$

Прежде чем приступить к сравнению величин, получаемых при расчете трубы по различным гипотезам прочности, составим

выражения для приведенных напряжений на внутренней и наружной поверхностях трубы для случая, когда труба нагружена одним лишь внутренним давлением, и для случая действия только одного наружного давления.

Пользуясь уравнениями системы (16) для гипотезы максимальных деформаций и скалывающих напряжений и формулой (112) для гипотезы энергии формоизменения, получим выражения, которые для большей наглядности сведены в табл. 9.

Таблица 9

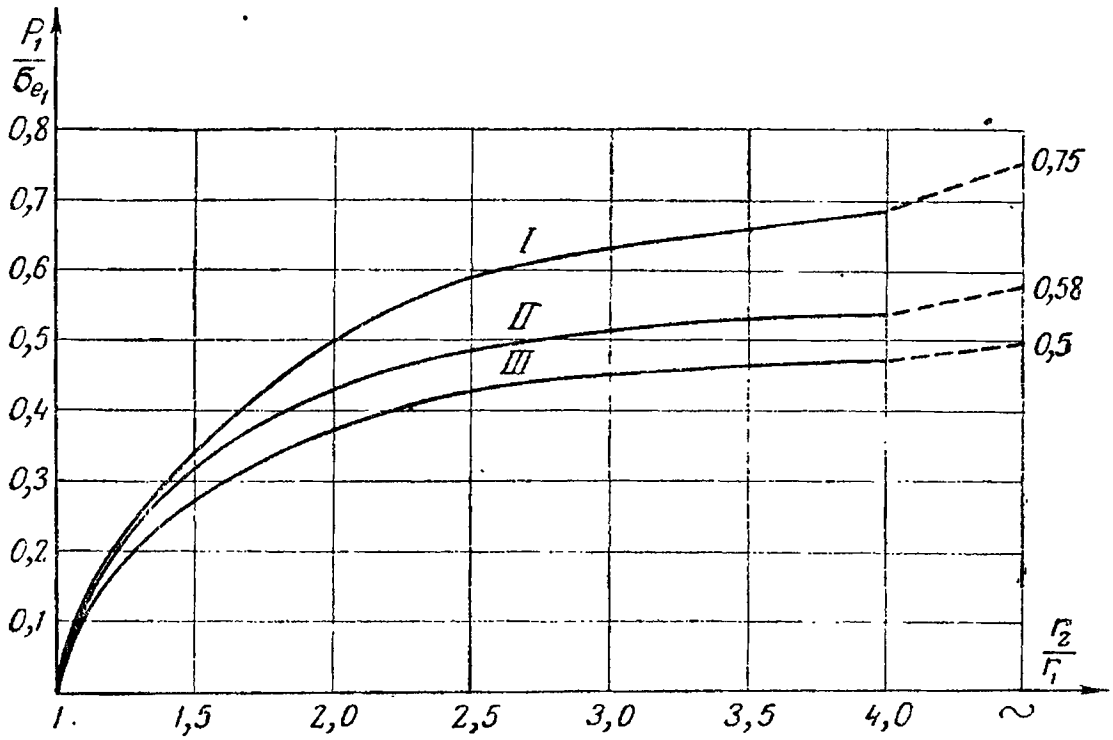
СВОДНАЯ ТАБЛИЦА

Формулы для определения напряжений в стенках однослойной трубы

По гипотезе максимальных деформаций	По гипотезе скольжения	По гипотезе энергии формоизменеиий
Предел упругого сопротивления $P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2}$	Предел упругого сопротивления $P_1 = \sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2}$	Предел упругого сопротивления $P_1 = \sigma_{e_1}\frac{r_2^2 - r_1^2}{\sqrt{3r_2^4 + r_1^4}}$
Приведенные тангенциальные напряжения на внутренней поверхности трубы при $P_2=0;\ P_1\neq 0$ $E\varepsilon_{y_1} = \frac{2}{3}P_1\frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$	Приведенные напряжения на внутренней поверхиости трубы при $P_2 = 0;\ P_1 \neq 0$ $\sigma_1 = P_1\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$	Приведенные напряжения на внутренней поверхности трубы при $P_2 = 0;\ P_1 \neq 0$ $\sigma_1 = P_1\frac{\sqrt{3r_2^4 + r_1^4}}{r_2^2 - r_1^2}$
Приведенные тангенциальные напряжения на наружной поверхности трубы при $P_2=0;\ P_1\neq 0$ $E\varepsilon_{y_2} = P_1\frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$	Приведенные напряжения на наружной поверхности трубы при $P_2 = 0;\ P_1 \neq 0$ $\sigma_2 = \sigma_{y_2} = P_1\frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$	Приведенные напряжения на наружной поверхности трубы при $P_2 = 0;\ P_1 \neq 0$ $\sigma_2 = P_1\frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$
Приведенные тангенциальные напряжения на наружной поверхности трубы при $P_1=0;\ P_2\neq 0$ $E\varepsilon_{y_2} = -\frac{2}{3}P_2\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$	Приведенные напряжения на наружной поверхности трубы при $P_1 = 0;\ P_2 \neq 0$ $\sigma_2 = -P_2\frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$	Приведенные напряжения на наружной поверхности трубы при $P_1 = 0;\ P_2 \neq 0$ $\sigma_2 = -P_2\frac{\sqrt{3r_1^4 + r_2^2}}{r_2^2 - r_1^2}$
Приведенные тангенциальные напряжения на внутренней поверхности трубы при $P_1=0;\ P_2\neq 0$ $E\varepsilon_{y_1} = -P_2\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$	Приведенные напряжения на внутренней поверхности трубы при $P_1 = 0;\ P_2 \neq 0$ $\sigma_1 = -P_2\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$	Приведенные напряжения на внутренней поверхности трубы при $P_1 = 0;\ P_2 \neq 0$ $\sigma_1 = -P_2\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$

Из формул табл. 9 видно, что максимальные значения приведенных напряжений, отвечающих внутренней поверхности трубы при $\sigma_z = 0$, в случае действия одного наружного давления оказываются одинаковыми при расчете по всем трем гипотезам прочности. В случае же действия одного внутреннего давления приведенные напряжения на наружной поверхности для всех трех гипотез вычисляются по одним и тем же формулам.

Для сравнения пределов упругого сопротивления, вычисленных по различным гипотезам прочности, построен график, представленный на фиг. 57.



Фиг. 57. *I*—по гипотезе максимальных деформаций; *II*—по гипотезе формоизменений; *III*—по гипотезе скалывающих напряжений

График показывает, как меняются пределы упругого сопротивления в зависимости от толщины стенок нескрепленного ствола в случае определения его по трем рассмотренным нами гипотезам прочности. Рассматривая кривые, видим, что, начиная с толщины стенки в один калибр, т. е. отношения радиусов $\frac{r_2}{r_1}$, равного 3, увеличение пределов упругого сопротивления идет медленно. Таким образом, независимо от того, по какой гипотезе производится расчет нескрепленного ствола, на практике нецелесообразно толщину его стенок делать толще одного калибра, так как это приводит к излишнему утяжелению ствола и нерациональному использованию металла.

33. РАСЧЕТ СКРЕПЛЕННОГО СТВОЛА

а) По гипотезе скольжения

Рассматривая предел упругого сопротивления нескрепленного ствола по гипотезе прочности по скольжению, мы получили сле-

дующее выражение:

$$P_1 + \sigma_{y_1} = \sigma_{e_1}. \tag{108}$$

Рассмотрим теперь трехслойный скрепленный ствол, радиусы которого суть r_1, r_2, r_3 и r_4, подвергнутый во время выстрела действию давления P_1.

В скрепленном стволе во время выстрела между слоями действуют равнодействующие давления P_2 — между первым и вторым слоем и P_3 — между вторым и третьим слоем. Обозначая через σ_{e_2} и σ_{e_3} пределы упругости металла второго и третьего слоев, напишем условия упругого сопротивления скрепляющих слоев:

$$\left.\begin{aligned} P_2 + \sigma_{y_2} &= \sigma_{e_2}; \\ P_3 + \sigma_{y_3} &= \sigma_{e_3}. \end{aligned}\right\} \tag{116}$$

Из выражения для тангенциальных напряжений системы уравнений (16) можем написать:

$\sigma_{y_1} = P_1 \dfrac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \dfrac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$ — для внутренней поверхности трубы

$\sigma_{y_2} = P_2 \dfrac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - P_3 \dfrac{2r_3^2}{r_3^2 - r_2^2}$ — для внутренней поверхности второго слоя;

$\sigma_{y_3} = P_3 \dfrac{r_4^2 + r_3^2}{r_4^2 - r_3^2}$ — для внутренней поверхности третьего слоя.

Подставляя эти выражения σ_{y_1}, σ_{y_2} и σ_{y_3} в формулы (108) и (116) и решая их соответственно относительно P_1, P_2 и P_3, получим

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= \sigma_{e_1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2} + P_2; \\ P_2 &= \sigma_{e_2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2} + P_3; \\ P_3 &= \sigma_{e_3} \frac{r_4^2 - r_3^2}{2r_4^2}. \end{aligned}\right\} \tag{117}$$

Исключая из этих выражений P_2 и P_3, получим:

$$P_1 = \sigma_{e_1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2} + \sigma_{e_2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2} + \sigma_{e_3} \frac{r_4^2 - r_3^2}{2r_4^2}, \tag{118}$$

— выражение для предела упругого сопротивления скрепленного ствола в случае расчета по гипотезе скольжения.

Если же число слоев скрепленного ствола равно n, то выражение (118) напишется так:

$$P_1 = \sum_{i=1}^{i=n} \sigma_{e_i} \frac{r_{i+1}^2 - r_i^2}{2r_{i+1}^2}. \tag{119}$$

При исследовании выражения (119) оказывается, что при одинаковых пределах упругости металла слоев максимальное значение P_1 получается при условии, если радиусы будут следовать закону Гадолина (см. § 15), т. е. когда они составят возрастающую геометрическую прогрессию, знаменатель которой

$$q = \rho^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{r_{n+1}}{r_1}\right)^{\frac{1}{n}}. \tag{64}$$

Имея это в виду, выражение максимального значения предела упругого сопротивления скрепленного ствола, состоящего из n слоев, получим из формулы (119) в следующем виде:

$$P_1 = \frac{n}{2}\sigma \left(1 - \frac{1}{\rho^{\frac{2}{n}}}\right), \tag{120а}$$

или

$$P_1 = \frac{n}{2}\sigma_{e_1}\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_{n+1}}\right)^{\frac{2}{n}}\right], \tag{120}$$

где σ_e — общий предел упругости металла слоев.

Величина P_1 возрастает с возрастанием числа слоев n и наибольшего значения достигает при $n = \infty$.

При $n = \infty$ выражение (120а) дает неопределенность $\infty \cdot 0$. Найдем истинное значение P_1 при $n = \infty$ по правилу Лапиталя:

$$P_1 = \left[\frac{n}{2}\sigma_{e_1}\left(1 - \rho^{-\frac{2}{n}}\right)\right]_{n=\infty} = \sigma_{e_1}\left(\rho^{-\frac{2}{n}} \lg \rho\right)_{n=\infty}.$$

Следовательно,

$$P_{1\,n=\infty} = \sigma_{e_1} \ln \rho = \sigma_{e_1} \ln \frac{r_{n+1}}{r_1}. \tag{121}$$

Полученное выражение (121) служит для определения P_1 в случае, если бы ствол с внутренним радиусом r_1 и наружным r_{n+1} состоял из бесконечно большого числа слоев, надетых друг на друга с натяжением. Примерно подобное положение мы имеем в автофретированных стволах, а поэтому можно рекомендовать пользоваться формулой (121) для определения приближенного давления при автофретаже без учета явления наклепа.

При выводе предела возможного сопротивления по гипотезе максимальных деформаций (§ 12) нами было получено следующее выражение:

$$P_1 = (\sigma_{y_1} + T_1)\frac{r^2 - r_1^2}{r^2 + r_1^2}. \tag{50}$$

Из выражения (108)

$$\sigma_{y_1} = \sigma_{e_1} - P_1.$$

Внося это значение σ_{y_1} в выражение (50) и решая относительно P_1, получим:

$$P_1 = (\sigma_{e_1} + T_1)\frac{r_{n+1}^2 - r_1^2}{2r_н^2}, \qquad (122)$$

—выражение для предела возможного сопротивления скрепленного ствола с наружным радиусом, равным r_{n+1}, и внутренним радиусом, равным r_1, в случае расчета по гипотезе скольжения.

Что касается других зависимостей для расчета скрепленного ствола по рассматриваемой гипотезе, то они остаются теми же, что и для расчета по гипотезе максимальных деформаций, за исключением допускаемых действительных давлений между слоями, которые должны быть определены из уравнений (117).

б) По гипотезе энергии формоизменения.

Прежде чем приступить к выводу выражения для пределов упругого и возможного сопротивления скрепленного ствола по этой гипотезе прочности, остановимся вкратце на осевом напряжении σ_z для случая, когда труба имеет донья. В гл. I, § 3 было получено следующее выражение:

$$\sigma_z = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Тангенциальные и радиальные напряжения в стенке трубы определяются по формулам (16):

$$\sigma_y = P_1 \frac{r_1^2}{r^2}\frac{r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{r_2^2}{r^2}\frac{r^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2};$$

$$\sigma_x = -P_1 \frac{r_1^2}{r^2}\frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{r_2^2}{r^2}\frac{r^2 - r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Складывая почленно правые и левые части этих уравнений и производя соответствующие алгебраические преобразования, получим:

$$\sigma_y + \sigma_x = 2\left(\frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\right). \qquad (123)$$

При сравнении этого выражения с выражением для σ_z оказывается, что

$$\sigma_z = \frac{1}{2}(\sigma_y + \sigma_x). \qquad (124)$$

Подставляя это значение σ_z в общее выражение для определения приведенных напряжений:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_y - \sigma_x)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2}, \qquad (25)$$

получим:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_y - \sigma_x)^2 + 2\left(\frac{1}{2}\sigma_x - \frac{1}{2}\sigma_y\right)^2}.$$

После алгебраических преобразований под радикалом это выражение примет вид:

$$\sigma = \frac{\sqrt{3}}{2}(\sigma_y - \sigma_x). \tag{125}$$

Как видно, для частного значения σ_z выражение для определения приведенных напряжений по гипотезе энергии формоизменения значительно упрощается.

Имея в виду, что $\sigma_x = -P$ и что для того, чтобы в стенке трубы были только упругие деформации, необходимо соблюдение условия $\sigma = \sigma_e$.

Теперь выражение (125) перепишется так:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{3}}{2}(\sigma_y + P). \tag{125а}$$

Применяя это выражение для внутренней поверхности трубы скрепленного ствола, получим:

$$\sigma_{e_1} = \frac{\sqrt{3}}{2}(\sigma_{y_1} + P_1). \tag{126а}$$

Так как

$$\sigma_{y_1} = P_1 \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

то, подставляя это значение σ_{y_1} в выражение (126а) и решая его относительно P_1, получим:

$$P_1 = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{e1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} + P_2. \tag{126}$$

Аналогично этому для внутренней поверхности второго и третьего слоев можем написать:

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{e_2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2} + P_3; \\ P_3 &= \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{e_3} \frac{r_4^2 - r_3^2}{r_4^2}. \end{aligned}\right\} \tag{127}$$

Подставляя в уравнение (126) значения P_2 и P_3, получим:

$$P_1 = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{e_1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} + \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{e_2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2} + \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{e_3} \frac{r_4^2 - r_3^2}{r_4^2}, \tag{128}$$

—выражение для предела упругого сопротивления трехслойного ствола по гипотезе энергии формоизменения.

Если же число слоев равно n, то выражение этого предела может быть написано так:

$$P_1 = \frac{1}{\sqrt{3}} \sum_{i=1}^{i=n} \sigma_{e_i} \frac{r_{i+i}^2 - r_i^2}{r_{i+1}^2}. \qquad (129)$$

Что касается радиусов слоев, при которых P_1 получает наибольшее значение при одинаковых пределах упругости металла слоев, то они также должны следовать закону Гадолина.

Для вывода выражения предела возможного сопротивления по рассматриваемой гипотезе воспользуемся известным нам выражением:

$$P_1 = (\sigma_{y_1} + T_1) \frac{r_{n+1}^2 - r_1^2}{r_{n+1}^2 + r_1^2}. \qquad (50)$$

Из уравнения (126а) имеем:

$$\sigma_{y_1} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{e_1} - P_1. \qquad (130)$$

Подставляя значение σ_{y_1} в выражение (50) и решая его относительно P_1, получим:

$$P_1 = \frac{1}{\sqrt{3}} \left(\sigma_{e_1} + \frac{\sqrt{3}}{2} T_1 \right) \frac{r_{n+1}^2 - r_1^2}{r_{n+1}^2}, \qquad (131)$$

—выражение для предела возможного сопротивления скрепленного ствола по гипотезе энергии формоизменения.

Остальные формулы для расчета скрепленного ствола по рассматриваемой гипотезе прочности остаются те же, которые были приведены при рассмотрении расчета стволов по гипотезе максимальных деформаций (§ 30), за исключением действительных давлений между слоями, для определения которых надлежит пользоваться уравнениями (127).

Если обратимся к выражению (126) и примем $P_2 = 0$, то получим:

$$\overline{P}_1 = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{e_1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2}, \qquad (132)$$

т. е. выражение предела упругого сопротивления моноблока с учетом влияния осевого напряжения σ_z.

Для сравнения, как влияет осевое напряжение на предел упругого сопротивления моноблока, составим отношение $\overline{P}_1$, вычисленного по формуле (132), к P_1, вычисленному по формуле (114); получим:

$$\frac{\overline{P}_1}{P_1} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{3 + \frac{1}{a^4}}, \qquad (133)$$

где $a = \frac{r_2}{r_1}$.

При $a=\infty$ отношение $\frac{\overline{P}_1}{P}=1$. Это указывает на то, что влияние осевого напряжения на прочное сопротивление ствола тем больше, чем тоньше его стенки.

Так например:

при $a=2$

$$\frac{\overline{P}_1}{P_1}=\frac{7}{4\sqrt{3}}=1{,}034;$$

при $a=3$

$$\frac{\overline{P}_1}{P_1}=\frac{\sqrt{244}}{9\sqrt{3}}=1{,}002.$$

Так как в стенках ствола артиллерийского орудия σ_z обычно меньше, чем принятое нами его частное значение при выводе формул для прочного сопротивления скрепленного ствола, и так как стволы чаще всего имеют толщину стенок по месту максимального давления около одного калибра $\left(\frac{r_{n+1}}{r_1}=3\right)$, то осевым напряжением можно пренебречь. Обычно так и делается при расчете стволов по другим гипотезам прочности.

Все сказанное о влиянии осевого напряжения на прочное сопротивление моноблока в одинаковой мере относится к стволам, скрепленным цилиндрами.

Однако принятие в расчет осевого напряжения $\sigma_z=\frac{1}{2}(\sigma_y-\sigma_x)$ при расчете стволов на прочность по энергии формоизменения имеет то преимущество, что расчет в этом случае производится проще и расчетные формулы получаются идентичными с формулами для расчета скрепленных стволов по другим гипотезам прочности.

Если принять $\sigma_z=0$, то не представляется возможным получить простых и удобных для пользования формул как для предела упругого, так и предела возможного сопротивления скрепленного ствола. В этом случае необходимо пользоваться формулой:

$$\sigma=\pm\frac{r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\sqrt{3\frac{r_2^4}{r^4}(P_1-P_2)^2+\left(P_1-\frac{r_2^2}{r_1^2}P_2\right)^2}, \qquad (112)$$

применяя ее отдельно для каждого слоя и производя расчет, начиная с наружного, для которого наружное давление $P_2=0$.

34. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАЗЛИЧНЫХ ГИПОТЕЗ ПРОЧНОСТИ НА ОСНОВАНИИ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

На практике бывают случаи, когда при проектировании стволов данные, полученные при расчете по различным гипотезам прочности, сравниваются и на основании этого сравнения делается попытка судить о правильности расчета ствола на прочность. Как видно из рассмотрения приведенных выше расчетных формул

по гипотезам скольжения и энергии формоизменения, подобное сравнение неправильно, так как не может дать каких-либо оснований для суждения о действительном прочном сопротивлении ствола. Расчетные формулы получены для различных гипотез прочности при совершенно различных теоретических предпосылках о прочности твердого тела и поэтому полученные результаты не могут быть сравниваемы между собой.

Как правило, расчет необходимо производить по той гипотезе прочности, для которой теоретические данные наиболее согласуются с данными, полученными из опыта.

В литературе имеется достаточно большое количество исследований, посвященных вопросу установления той гипотезы прочности, которая наиболее полно отображает действительную прочность твердого тела[1]. Опыты Клейна с трубами, подвергавшимися внутреннему гидравлическому давлению, показали, что средняя фактическая величина давления, вызывающего первое остаточное расширение, соответствует численному значению, определенному расчетным путем по гипотезе энергии формоизменения. Опыты Лодэ, Роса и Эйхингера, относящиеся к другим случаям объемного напряженного состояния тела, дают также основание утверждать, что в пределах точности измерения опытные результаты в случае статической нагрузки находятся в наибольшем соответствии с результатами, полученными теоретически по гипотезе энергии формоизменения.

Таким образом расчет максимального приведенного напряжения, определяющего начало пластической деформации на внутренней поверхности трубы в случае автофретажа следует производить по гипотезе энергии формоизменения, так как в этом случае имеет место статическое приложение внутреннего давления. Точно так же при определении приведенных напряжений, произведенных скреплением, следовало бы вести расчет, исходя из гипотезы энергии формоизменения, положив в основу расчета предел упругости (или предел текучести), определяемый на основании простого растяжения.

Совершенно другой характер деформирования ствола имеет место во время выстрела. При выстреле возрастание давлений происходит в весьма короткий промежуток времени и период действия максимального давления весьма мал. Так, например, нарастание максимального давления в мелкокалиберных и полевых орудиях средней мощности происходит за время от $2{,}0 \cdot 10^{-3}$ до $3{,}0 \cdot 10^{-3}$ сек., причем этот промежуток времени относится лишь к каморе. В сечении же максимального давления последнее прилагается почти мгновенно в момент достижения ведущим пояском этого сечения. После этого давление падает. Аналогичная картина имеет место и в других сечениях нарезной части канала

[1] См. a) W. Lode, Der Einfluss der mittleren Hauptspannug auf das Fliessen der Mettalle. VDI, 303, 1928 г.

b) M. Ros u. A. Eichinger, Versuche zur Klärung der Frage der Bruchgefahr, Zürich, 1929.

ствола. Ясно, что динамичность действия давления пороховых газов в канале ствола должна вызвать иные деформации и напряжения, чем при статическом приложении давления.

В работах Швиннига[1] имеются опытные данные по отстрелу орудийных стволов, подтверждающие эти положения. Из этих опытных данных можно видеть, что первые измеримые остаточные деформации появляются только тогда, когда внутреннее давление превосходит на 10—20% расчетное значение, отвечающее достижению предела текучести по гипотезе наибольших деформаций, и на 30—40% по гипотезе энергии формоизменения.

Эти результаты весьма ярко вырисовываются в случае, если давление определяется крешерным способом. Основываясь на опытных данных, Швинниг указывает, что в основе действительного состояния металла ствола при выстреле лежит, во-первых, то обстоятельство, что в силу большой скорости деформирования предел упругости материала значительно повышается против значения, определенного путем статического растяжения, и, кроме того, сопротивление развитию пластической деформации также возрастает, и, во-вторых, то, что кратковременно действующее усилие (давление пороховых газов в канале ствола) не успевает завершить в полной мере пластическую деформацию, возникающую после перехода за динамический предел упругости.

Из опытов также известно, что непосредственно после перехода за предел упругости стенка ствола деформируется не по всей толщине, а только в тонком слое его на внутренней поверхности трубы. Возникающие при этом остаточные напряжения аналогичны тем, которые создаются при искусственном скреплении или при автофретаже, и действуют в том же направлении, что и напряжения, произведенные скреплением. Вследствие этого внутренняя поверхность канала ствола находится в сжатом состоянии, и остаточное расширение канала будет представлять собой разность между полученной пластической деформацией и упругой деформацией сжатия.

Расширение канала, вызванное давлением, превосходящим предел упругого сопротивления ствола, не развивается непрерывно и достигает предела после некоторого числа выстрелов.

При этом предел упругого сопротивления ствола повышается до значения того повышенного давления, при котором было вызвано указанное расширение канала ствола.

Высказанные соображения положены в основу так называемой „пороховой пробы" ружейных стволов, которая заключается в том, что из готового ствола производится стрельба при явно повышенном давлении, превосходящем предел его упругого сопротивления. При этом получается то расширение канала и повышение упругого сопротивления ствола, о котором было сказано выше.

---

[1] Проф. Швиннг. Конструкция и материал стволов огнестрельного оружия, Изд. Артеллерийской академии; Schwinnig *Z.* ges. Schiess und Sprengstoffes, 29, 1934, № 1 и 2.

На основании изложенных соображений и ряда опытных данных Швинниг утверждает, что расчет стволов моноблоков, свободных от предварительных напряжений, можно производить с некоторым переходом за предел текучести, но при расчетном давлении, которое назначается, исходя из действительного давления, умноженного на некоторый коэфициент запаса прочности, причем последнее должно быть определено при помощи крешерного прибора.

В скрепленных стволах появление первой остаточной деформации на внутренней поверхности канала ствола влечет за собой появление пластической деформации во внутренних слоях скрепляющих слоев. При этом наибольшие напряжения в отдельных скрепляющих слоях зависят от величины натяжения. Если величина натяжения отклоняется от значения, отвечающего одновременному достижению предела упругости металла во всех слоях, то всегда следует ожидать преждевременного появления остаточной деформации: в случае пониженной величины натяжения — на внутренней поверхности трубы, а в случае повышенной величины натяжения — на внутренней поверхности кожуха. Поэтому при проектировании и изготовлении скрепленного ствола после выбора величины натяжения необходимо произвести исследование напряжений в отдельных слоях, чтобы иметь суждение о правильности их выбора. Теоретические исследования проф. Н. Ф. Дроздова [1] показывают, что при надлежащем выборе натяжений и при не чрезмерно повышенном давлении, по сравнению с пределом упругого сопротивления ствола, прочность последнего не только не уменьшается, но даже возрастает. Опытными данными, приводимыми в работах Швиннига, это положение подтверждается.

Из этих же опытов явствует, что первые остаточные деформации становятся доступными для измерения, как только достигается предел текучести, при расчете ствола по гипотезе максимальной деформации. Поэтому до настоящего времени расчет орудийных стволов производится преимущественно по гипотезе максимальной деформации. В качестве расчетного давления пороховых газов принимается давление, измеренное при помощи крешера, а максимальное приведенное напряжение приравнивается величине предела упругости или текучести, определенной статическим способом при простом растяжении.

Гипотеза энергии формоизменения, на наш взгляд, наиболее полно отображает действительное объемное напряженное состояние твердого тела и является наиболее современной гипотезой прочности. Кроме того, теоретические данные, полученные по этой гипотезе, согласуются с опытом, но при статической нагрузке. Что же касается случая быстро нарастающих нагрузок, как это имеет место в орудийных ство-

---

[1] Н. Ф. Дроздов, Влияние повышенного давления в канале артиллерийского орудия на его прочность. Известия ВТА, II, 1930 г.

лах, то вероятнее всего, что эта гипотеза окажется также наиболее пригодной, но при условии принятия в основу динамического предела упругости металла, об отношении которого к статическому пределу упругости не имеется достаточно данных. Динамические испытания на кручение указывают, что нижний динамический предел упругости примерно на 30% больше статического.

Если бы была установлена правильная методика определения динамического предела упругости и расчетное давление пороховых газов выбиралось на основе действительного давления пороховых газов в канале ствола, измеренного более точным способом, чем крешер, то теория расчета орудийного ствола была бы приведена в соответствие с современным состоянием физики твердого тела.

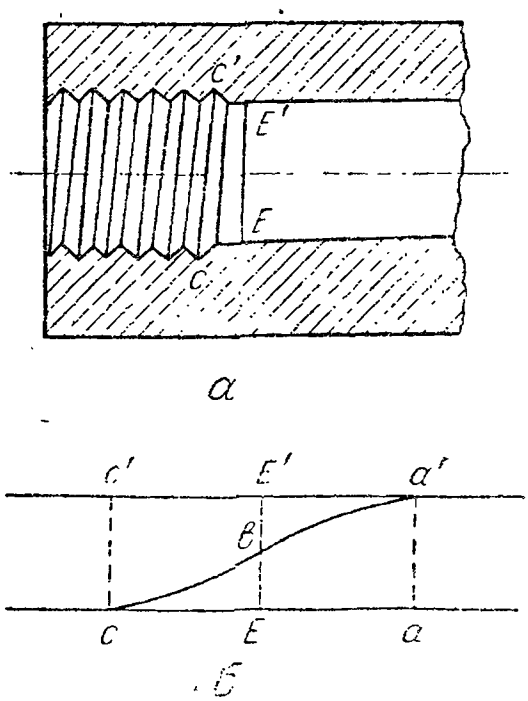
Что касается гипотезы скольжения, то, как показывают опыты по автофретажу, она дает результаты, более или менее согласующиеся с опытом лишь для тонкостенных цилиндров, а поэтому вряд ли когда-либо найдет широкое применение при проектировании стволов артиллерийских систем.

Глава VIII

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАЗЕННИКОВ И ЗАТВОРОВ

35. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ КАЗЕННИКОВ

Казенником называется та часть ствола артиллерийского орудия, в которой помещается затвор, запирающий канал ствола во время выстрела. В первых артиллерийских орудиях казенник представлял одно целое с трубой или кожухом. Во время мировой войны имели место повреждения орудийных стволов от разрывов снарядов в канале ствола, причем затворы с механизмами оставались неповрежденными. Поскольку казенники составляли одно целое с разрушенным стволом, то затворы не могли использоваться для новых стволов, поступавших на смену разрушенным. Такое устройство казенников также затрудняет замену лейнеров и свободной трубы непосредственно на позиции. Эти обстоятельства привели к тому, что в современных конструкциях артиллерийских систем казенники делаются навинтными (съемными), причем каждый казенник для определенного типа системы должен подходить к любому стволу этого типа системы, т. е. должна иметь место полная взаимозаменяемость как казенников, так и затворов.



Фиг. 58.

Прежде чем приступить к рассмотрению различных конструкций казенников и их расчета, остановимся еще на одном преимуществе съемных казенников.

Рассмотрим сначала случай применения поршневого затвора.

Во время действия давления пороховых газов P_1 в канале ствола последнее будет передаваться на стенки ствола в той области, которая лежит впереди плоскости обтюратора EE' (фиг. 53,*а*).

В той части казенника, в которой помещается затвор, означенное давление равно нулю. Таким образом в казенной части стенок ствола будут две области, отделенные некоторой поверхностью, при переходе через которую напряжения резко меняют свою величину и представляют разрыв непрерывности. Впереди сечения первого витка поршня CC' напряжения скольжения на внутренней поверхности будут равны нулю, но от этого сечения в направлении к казенному срезу эти напряжения в результате действия поршня посредством витков на гнездо будут иметь определенную величину.

Таким образом в казенной части существует и вторая поверхность разрыва непрерывности напряжений.

Все это указывает на сложность деформирования казенной части ствола и на трудность аналитического изучения сопротивления отрыву во время выстрела в случае применения поршневого затвора.

Допустим, что ac представляет образующую какой-либо цилиндрической поверхности трубы (фиг. 58,*б*), а EE' — передняя плоскость обтюратора. Если бы эта часть трубы была подвергнута на всем участке равномерному давлению, то под действием последнего производящая переместилась бы в положение $a'c'$, тогда перемещение aa' можно было бы определить по известным нам формулам. Однако участок производящей Ec действию давления не подвергается, а стремится остаться на месте, поэтому производящая изогнется по кривой $a'bc$. Кривая будет зависеть от расстояния образующей от внутренней поверхности трубы.

Из выражений для тангенциальной и радиальной деформаций:

$$\delta r = \frac{2}{3E} C_1 r + \frac{4}{3E} \frac{C_2}{r} - \frac{1}{3E} \sigma_z ;$$

$$\frac{d\delta r}{dr} = \frac{2}{3E} C_1 - \frac{4}{3E} \frac{C_2}{r^2} - \frac{1}{3E} \sigma_z ,$$

видно, что δr уменьшается с возрастанием радиуса r. Следовательно, соединительная кривая $a'bc$ будет тем менее изогнута, чем более отдален рассматриваемый слой от оси канала ствола; деформации при этом будут малы и менее опасны. Кроме того, кривая будет тем менее изогнута, чем дальше удалена точка C, в которой она сливается с внутренним слоем гнезда затвора, а поэтому является выгодным удалить эту точку от обтюратора.

Наш русский ученый, артиллерист А. В. Гадолин, первый применивший теорию упругости к расчету стволов, рассматривая вопрос о сопротивлении ствола отрыву казенной части при поршневом затворе, получил следующие уравнения:

$$\sigma = \frac{P_0 r_0^2}{R_2^2 - R_1^2} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{(R_2^2 - R_1^2)^2}{R_1^2 L^2}} \right] \qquad (134)$$

или

$$P_0 = \frac{2R_1^2 L^2}{r_0^2 (R_2^2 - R_1^2)} \sigma \left[\sqrt{1 + \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{R_1^2 L^2}} - 1 \right], \qquad (135)$$

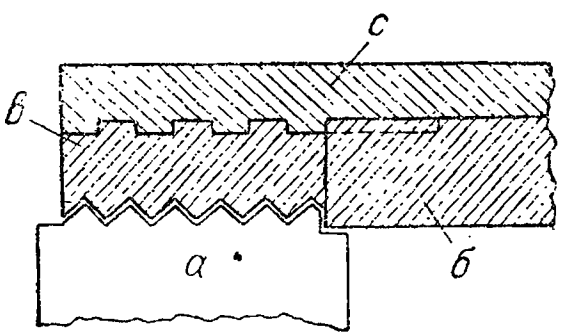
где R_1 и R_2 — внутренний и наружный радиусы затворного гнезда;
L — длина нарезной части поршня;
P_0 — давление пороховых газов на дно канала ствола;
r_0 — радиус дна канала ствола;
σ — приведенное напряжение.

Из этих уравнений следует, что наибольшее напряжение имеет место на дне первого витка.

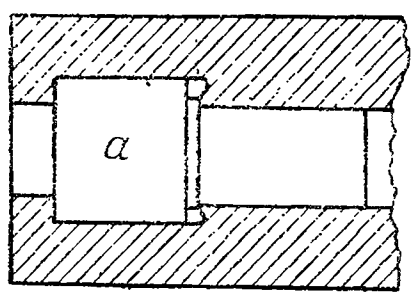
Если уравнение (134) переписать так:

$$\sigma = \frac{P_0 r_0^2}{2}\left[\frac{1}{R_2^2 - R_1^2} + \sqrt{\frac{1}{(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{1}{R_1^2 L^2}}\right]$$

то становится очевидным, что напряжение уменьшается, если поперечное сечение затворного гнезда увеличивается, а при одинаковом сечении возрастает при уменьшении длины и диаметра поршня.



Фиг. 59.



Фиг. 60.

На основании сказанного приходим к выводу, что в случае поршневого затвора его выгоднее делать большего размера, чем диаметр дна каморы. Однако это приводит к утяжелению и увеличению габаритов поршня, что невыгодно отражается на легкости открывания и закрывания затвора. Для того чтобы увеличить сопротивление ствола отрыву казенной части, оказывается выгодным применять казенник. В первое время применялись казенники, которые ввинчивались в кожух, как это показано на фиг. 59.

Так как казенник *в* ввинчен в кожух *с*, то усилия от затвора *а* передаются не на трубу, а на кожух, который значительно больше удален от оси канала ствола, чем труба *б*, и следовательно, напряжения будут значительно уменьшены, а сопротивление разрыву повышено. Поверхность опоры витков, расположенная на большем радиусе, будет больше, и лучше будет совершаться передача усилий на кожух. Эти выгоды с точки зрения повышения сопротивления ствола отрыву казенной части еще более возрастают при применении современных навинтных казенников.

Все вышеприведенные рассуждения о передаче усилий на казенную часть ствола во время выстрела относились к поршне-

вому затвору. Рассмотрим теперь эти же вопросы для случая применения клинового затвора.

В клиновом затворе (фиг. 60) клин опирается на выступы затворного гнезда, передающие усилия на щеки, в которых развиваются напряжения растяжения, параллельные оси канала ствола. Эти напряжения передаются и самой трубе. Можно без особой погрешности допустить, что напряжения распределяются в трубе однообразно. Таким образом при клиновом затворе в казенной части возникают напряжения растяжения, в то время как при поршневом затворе вследствие передачи усилий на трубу посредством оснований витков вероятнее всего возникают напряжения скольжения. Исходя из этого, при изучении сопротивления ствола отрыву казенной части в случае применения клинового затвора можно пользоваться формулами Лямэ, которые учитывают постоянные продольные осевые напряжения, считают при этом, что напряжения скольжения равны нулю, что невозможно при применении поршневого затвора.

Для выяснения опасных направлений деформаций в трубе при клиновом затворе, пользуясь уравнениями системы (16), напишем выражения для приведенных тангенциальных и осевых напряжений на внутренней поверхности нескрепленной трубы, подвергнутой внутреннему давлению P_1, наружному давлению P_2, с учетом осевого напряжения σ_z:

$$\left.\begin{aligned} E\varepsilon_{y_1} &= \frac{2}{3} P_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{3}\sigma_z; \\ E\varepsilon_{z_1} &= \sigma_z - \frac{2}{3} \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (136)$$

При $P_1 = 0$; $P_2 = 0$; $\sigma_z \neq 0$ опасным напряжением будет приведенное осевое напряжение. Это будет иметь место при разделении напряжений, когда кожух, в котором помещен затвор, надет на трубу с зазором и не принимает участия в поперечном сопротивлении, как это имеет место в конструкции ствола, скрепленного проволокой, предложенной Лонгриджем (см. введение).

Для случая же, когда $\sigma_z = 0$, для нескрепленного ствола опасным напряжением будет приведенное тангенциальное напряжение.

Если $P_1 \neq 0$; $P_2 \neq 0$, а σ_z представляет постоянно возрастающую величину, то может наступить момент, когда $E\varepsilon_{y_1} = E\varepsilon_{z_1}$. Это условие даст:

$$\sigma_z = P_1 \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \qquad (1$$

Если σ_z больше, чем вычисленное по этому уравнению, то $E\varepsilon_{z1} > E\varepsilon_{y1}$, и следовательно, продольное сопротивление будет ниже, чем поперечное.

Обозначив через r_0 радиус дна канала, а через P_0 давление на дно, будем иметь:

$$P_0 \pi r_0^2 = \sigma_z \pi (r_2^2 - r_1^2),$$

где r_2 — наружный радиус нескрепленной трубы.

Определяя отсюда σ_z, подставляя обозначение в уравнение (137) и производя соответствующие преобразования, для случая, когда продольное сопротивление больше, чем поперечное сопротивление, получим:

$$P_0 r_0^2 < P_1 (r_2^2 - r_1^2) - 2P_2 r_2^2. \qquad (138)$$

Когда клиновой затвор помещается в трубе, то $P_0 = P_1$, $r_0 = r_1$, а следовательно,

$$P_1 > 2P_2.$$

Отсюда со всей ясностью вытекает, что если клиновой затвор помещается в трубе, скрепленной кожухом, то не следует давать ей большого сжатия скреплением. Однако, поскольку в современных мощных артиллерийских орудиях скрепление является необходимым, то выгоднее клиновой затвор помещать в кожухе или в нескрепленном, т. е. наружном слое. Исходя из служебных условий, а именно, чтобы клин не был очень массивным и больших габаритов, оказывается целесообразным применение навинтного казенника. При помощи навинтного казенника представляется возможным передавать усилия на наружный скрепляющий слой, удовлетворяя требования малого веса и габаритов клина.

Мы более подробно остановились на этих вопросах не только с целью доказать целесообразность применения навинтных казенников, но и для того, чтобы в автоматических артиллерийских орудиях, где затвор часто приходится ставить непосредственно на трубе, не оставались без исследования вопросы поперечной прочности ствола.

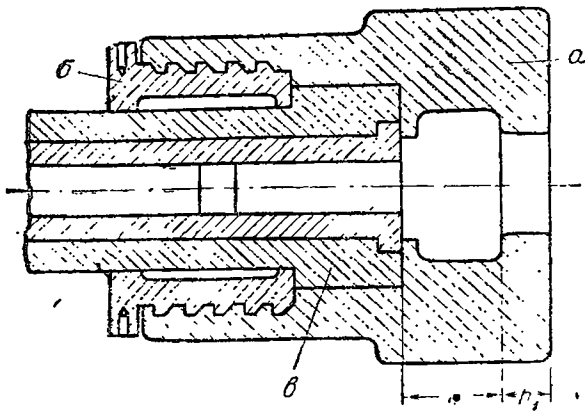
Рассмотрев выгоды навинтных казенников, обратимся к устройству и теоретическим основаниям их расчета.

Все навинтные казенники можно разбить на две группы. К первой группе относятся казенники, которые при сборке и разборке не вращаются относительно ствола, а ко второй — казенники, которые при разборке и сборке имеют вращательное движение относительно последнего.

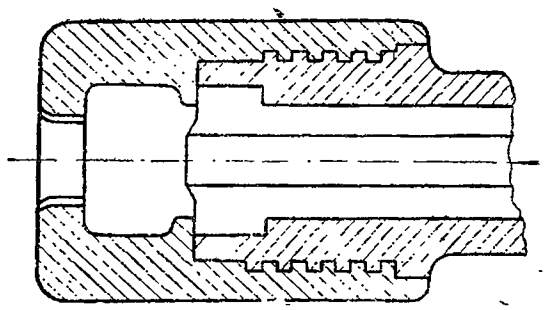
На фиг. 61 представлена принципиальная схема ствола с казенником первой группы. Казенник *а* натягивается на кожух вращением гайки *в*, после чего гайка закрепляется от дальнейшего поворачивания специальным стопором. Преимущество подобной конструкции заключается в том, что в случае разборки нет необходимости оттягивать ствол назад, а в тяжелых системах это сделать затруднительно.

На фиг. 62 представлена схема казенника второй группы.

В этой конструкции казенник навинчивается непосредственно на ствол и стопорится от отвинчивания стопором. Нарезка как в той, так и в другой конструкции применяется или прямоугольная или пилообразная.



Фиг. 61.



Фиг. 62.

Гнездо для клинового затвора принято брать следующих размеров (фиг. 61):

для пушек

$$h_1 = d; \quad h = 1{,}85d,$$

для гаубиц

$$h_1 = 0{,}8d; \quad h = 1{,}55d.$$

Задняя опорная поверхность клинового отверстия делается с наклоном, примерно, 1 : 40.

Элементы нарезки могут быть выбраны из соответствующих ОСТ, а в случае надобности может быть спроектирована специальная нарезка.

Угол наклона витков на казеннике в некоторых системах берется равным около 4°, а шаг нарезки p_1 определяется из уравнения:

$$p_1 = 2\pi R \operatorname{tg} \varphi, \tag{138}$$

где φ — угол наклона нарезки, R — внутренний радиус нарезки казенника.

Если обозначим через n число витков, а через L длину нарезной части казенника, то

$$np_1 = L. \tag{139}$$

Прочные размеры казенника и элементы нарезки рассчитываются, исходя из условия:

$$F = F_1 + F_2,$$

где F_1 — сила инерции, равная $P_0 \pi r_0^2 \frac{Q_{ст}}{Q_0}$;

F_2 — сила, возникающая вследствие разницы между диаметром дна каморы и канала, равная $P_0 \frac{\pi}{4} [(2r_0)^2 - d^2]$.

Подставляя значения F_1 и F_2 в выражение для F, получим:

$$F = P_0 \pi r_0^2 \left(\frac{Q_{ст}}{Q_0} + 1 - \frac{d^2}{(2r_0)^2} \right), \qquad (140)$$

где P_0 — давление на дно канала;
r_0 — радиус дна каморы;
Q_0 — вес откатных частей;
$Q_{ст}$ — вес ствола;
d — калибр.

При первоначальных расчетах, если вес откатных частей еще не определен, то отношение $\frac{Q_{ст}}{Q_0}$ можно брать равным 0,8.

Если через S обозначим площадь опасного сечения казенника, то

$$\frac{F}{S} = R_z,$$

где R_z — допускаемое напряжение на растяжение; оно должно быть не более одной трети предела упругости металла казенника.

Нарезка казенника рассчитывается на изгиб, сжатие и срез.

Если обозначим через R_b допускаемое напряжение на изгиб, а через t высоту нарезки, то, полагая, что изгибающая сила приложена к вершине витка, можем написать:

$$P_0 \frac{\pi r_0^2}{n} \left[\frac{Q_{ст}}{Q_0} + 1 - \left(\frac{d}{2r_0} \right)^2 \right] t = \frac{\pi}{6} R p_1 R_b. \qquad (141)$$

Вычисленное из этого уравнения R_b не должно превосходить 15 — 20 *кг/мм*^{2}. Расчет витков нарезки на срез и сжатие производится так, как это излагается в курсе „Технической механики".

§ 36. ОБЩИЕ ОСНОВАНИЯ УСТРОЙСТВА ЗАТВОРОВ АРТИЛЛЕРИЙСКИХ ОРУДИЙ

Все существующие затворы артиллерийских орудий могут быть разделены на две группы:

а) клиновые затворы, которые в зависимости от направления движения могут быть разделены на горизонтальные и вертикально падающие, и

б) поршневые затворы, которые в зависимости от конструкции поршня также могут быть подразделены на отдельные типы.

Независимо от конструкции затвора к последнему при его проектировании и изготовлении предъявляются следующие основные требования:

1. Обтюрация пороховых газов должна быть полная, так как пороховые газы при прорыве через узкие щели и отверстия в механизме затвора, обладая высокой температурой и большой скоростью истечения, оплавляют поверхности, вдоль которых они протекают, и, кроме того, могут ранить орудийную прислугу.

2. Как сам затвор в целом, так и его отдельные механизмы должны обладать требуемой прочностью и обеспечивать продолжительную стрельбу.

3. Открывание и закрывание затвора должны быть легкими.

4. Разборка и сборка для чистки и замены изношенных деталей должны производиться быстро и легко без каких-либо специальных приспособлений.

5. Затвор не должен преждевременно сообщать огня пороховому заряду при его закрывании, а также не должен открываться до полного производства выстрела в случае затяжного воспламенения заряда. С этой целью затвор снабжается специальным предохранителем, чаще всего инерционного типа.

В артиллерийской практике в настоящее время применяются два типа обтюраторов: металлическая гильза — в клиновых и поршневых затворах и обтюратор типа Банжа—в поршневых затворах в случае картузного заряжания. Тот и другой тип обтюратора имеет свои преимущества и недостатки.

Гильза с точки зрения газонепроницаемого запирания канала ствола является безупречным обтюратором, но обладает следующими основными недочетами:

1. С точки зрения транспортировки вес гильзы является „мертвым весом" элемента выстрела (от 20 — 30% веса всего патрона). Однако, если учесть вес укупорки зарядов при картузном заряжании, то этот недочет гильзы несколько уменьшается.

2. Сравнительно большая стоимость гильзы и необходимость применения цветных металлов. Этот недочет может быть ликвидирован в случае удачного разрешения вопроса замены латуни материалом менее дефицитным.

Однако, несмотря на эти недочеты, гильза имеет ряд существенных преимуществ, а именно:

1. Достигается удобство заряжания и дается возможность применения унитарного патрона, что, несомненно, повышает скорострельность. В настоящий момент считается возможным применять унитарный патрон в тех случаях, если его общий вес не превышает 25 *кг*.

2. Обеспечивается хорошая сохранность порохового заряда и более равномерное воспламенение последнего во время выстрела.

3. Исключается возможность преждевременного воспламенения порохового заряда от несгоревших частиц заряда предыдущего выстрела.

Что касается преимуществ и недостатков пластического обтюратора, то таковые более подробно будут рассмотрены ниже. Здесь же укажем, что с точки зрения надежности обтюрации

клиновой затвор с гильзой, безусловно, лучше, чем поршневой с обтюратором типа Банжа.

Переходя к оценке клинового и поршневого затворов, необходимо прежде всего остановиться на влиянии типа затвора на конструкцию ствола. Из практики известно, что при поршневом затворе длина ствола получается на 0,2 — 0,3% больше ствола при клиновом затворе. В этом отношении клиновая система затвора по сравнению с поршневой каких-либо преимуществ не имеет. Однако, если сравнивать веса казенника и затвора в том и другом случае, то оказывается, что при одинаковой прочности у клинового затвора вес больше. Это выгодно, так как центр тяжести ствола относится ближе к казенному срезу.

Что касается легкости открывания и закрывания затвора и влияния типа затвора на повышение скорострельности, то в этом отношении все говорит в пользу клиновых затворов.

При открывании и закрывании клиновой затвор необходимо перемещать только в направлении его движения, причем необходимые для этого усилия при горизонтальном затворе не зависят от углов возвышения. При открывании же поршневого затвора таковой приходится вначале поворачивать, а потом открывать. Хотя оба эти движения производятся одним поворотом рукоятки, все же на это уходит больше времени, чем на открытие клинового затвора. Эта разница во времени незначительна в мелкокалиберных орудиях; она возрастает с возрастанием калибра в пользу клинового затвора. Само устройство клинового затвора по отношению к гнезду почти не допускает заклинений, а поэтому единственное сопротивление, которое препятствует открыванию клина после выстрела, появляется из-за необходимости экстракции гильзы. В некоторых затворах заграничных орудий все сопротивления сведены до минимума постановкой шариков и роликов, что в затворах клиновых осуществляется весьма просто.

Чтобы избежать перекосов и заклинений в поршневых затворах, поршень должен быть хорошо центрирован в своем гнезде. Под действием давления пороховых газов на поршень последний при неудовлетворительной центровке после выстрела принимает несимметричное положение, вследствие чего он туго открывается. Особенно это чувствительно у поршневых затворов, у которых длина поршня по сравнению с диаметром незначительна. Проф. Дроздов указывает, что при отношении $\frac{l}{D_1}$ длины поршня к его диаметру, несколько меньшем 0,6, открывание становится невозможным или крайне трудным, как только максимальное давление в канале ствола достигает 2000 *кг/см²*. При отношении же $\frac{l}{D} = 1$ это давление можно доводить до 3500 *кг/см²* без серьезных трудностей в открывании затвора. Затворы фирмы Виккерс имеют отношение $\frac{l}{D_1} = 0{,}64$, но благодаря хорошей центровке открывание после выстрела происходит легко.

Как уже было указано, клиновой затвор вообще обладает бо́льшим весом, чем поршневой. Так, например, поршневой затвор с пластическим обтюратором для 305-*мм* пушки весит 1000 *кг*, а клиновой затвор Круппа для аналогичной пушки — 1350 *кг*. Однако, несмотря на это различие в весах, открывание клинового затвора все же легче, чем поршневого. Предположим, что стрельба происходит при угле возвышения $\varphi = 10°$ при отсутствии боковой качки и крена. Очевидно, что при закрывании поршневого затвора необходимо будет преодолеть составляющую веса, равную $Q_з \sin\varphi = 1000 \cdot 0{,}174 = 174$ *кг*, в то время как для клинового затвора при горизонтальном движении эта составляющая равна нулю.

Работа, которую должен затратить номер, закрывающий поршневой затвор, составит

$$Q_з \sin\varphi\, h = 226 \text{ кг} \cdot м,$$

где h — высота подъема затвора.

В случае же качки или крена в 5° при $\varphi = 10°$ получим следующие данные (табл. 10):

Таблица 10

	Поршневой затвор	Клиновой затвор
Составляющая веса, *кг*	191	117
Работа, необходимая для закрывания, *кгм* . .	248	44

Из этой таблицы видны несомненные преимущества клинового затвора с горизонтальным движением по сравнению с поршневым.

Что касается клиновых затворов вертикально падающих, то в орудиях малых калибров вес затвора не вызывает особых затруднений при закрывании. В орудиях же больших калибров при этом типе клиновых затворов необходимо применять специальные уравновешивающие механизмы, как это имеет место в отдельных поршневых затворах. Однако это усложняет конструкцию, а поэтому в тяжелых орудиях клиновые затворы делаются преимущественно с горизонтальным движением.

С точки зрения удобства заряжания клиновой затвор имеет также ряд преимуществ по сравнению с поршневым. Поршневой затвор открывается навстречу движению патрона при заряжании, а поэтому приходится задерживать заряжание до полного открывания затвора. У клинового затвора можно уже при открывании ввести патрон в вырез сбоку казенника. Возможность бокового введения (или введения сверху при вертикально падающем клине) имеет особое преимущество для заряжания у орудий, стреляющих при больших углах возвышения, как, например, у орудий зенитной артиллерии. Высота линии огня в этих орудиях опре-

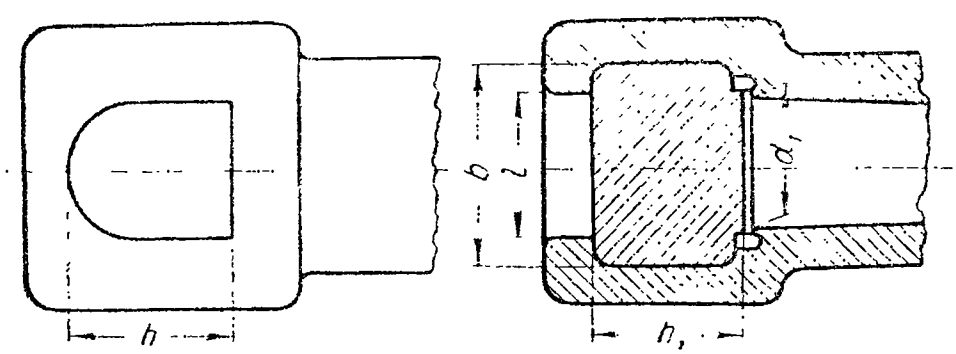
деляется возможностью заряжания при больших углах возвышения и лимитируется длиной патрона. При боковом введении патрона в случае клинового затвора высота линии огня может быть уменьшена примерно на 2,5 калибра, что является значительным преимуществом.

Наконец, следует заметить, что у клинового затвора легче применить механизм автоматического открывания и закрывания затвора. В поршневых затворах это трудно сделать вследствие необходимости трансформирования поступательного движения частей механизма автоматики во вращательное и поступательное движения поршневого затвора при его открывании и закрывании. Применение механизмов автоматического открывания и закрывания затвора повышает скорострельность примерно в 1,5 раза по сравнению с затворами ручного заряжания. Затворы, имеющие механизмы автоматического открывания и закрывания, называются затворами полуавтоматическими и находят применение преимущественно в орудиях современной зенитной и дивизионной артиллерии.

37. РАСЧЕТ КЛИНОВЫХ ЗАТВОРОВ

По форме клина клиновые затворы бывают двух типов: цилиндропризматические и призматические, поперечные сечения которых показаны на фиг. 63.

Первоначально задние углы клинового отверстия делались острыми, так как не было известно, что подобные острые переходы являются причиной возникновения местных напряжений,



Фиг. 63.

вызывающих образование трещин в углах. Вследствие этого у некоторых прусских четырехфунтовых орудий имели место отрывы опорной грани казенника, хотя радиусы закруглений углов были около 1,5 *мм*.

После этого появились цилиндро-призматические клиновые затворы. В настоящее время применяются исключительно призматические клиновые затворы, но с достаточно большим закруглением задних углов.

Толщина цилиндро-призматического клина определяется следующей, проверенной на практике, формулой:

$$h = (1{,}2 + 0{,}0002P_0)\,d, \qquad (142)$$

где P_0 — максимальное давление пороховых газов на дно канала, в атмосферах;

d — калибр орудия.

Толщина призматического клина определяется при рассмотрении последнего как прямоугольного бруса, свободно лежащего своими концами на опорах и нагруженного равномерной нагрузкой.

Если обозначим через:

P_0 — максимальное давление на дно канала в *кг/мм²*;

S — поверхность, на которую действует давление пороховых газов;

R_b — допускаемое напряжение на изгиб;

l — длину неподпертой части клина,

то получим:

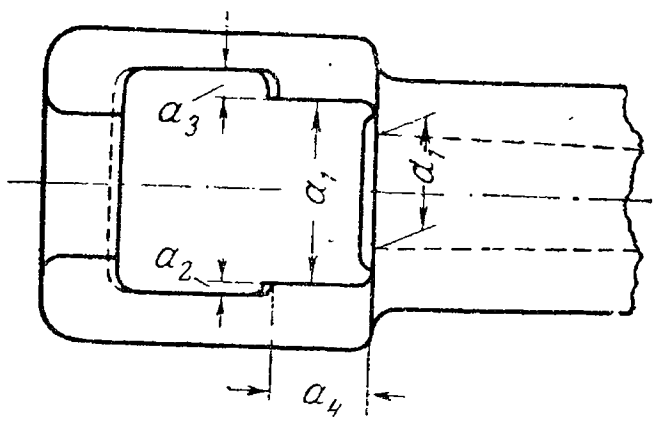
$$\frac{P_0 S l}{8} = \frac{1}{6} h^2 b R_b,$$

где $S = \frac{\pi d_1^2}{4}$ и d_1 — диаметр дна каморы.

Полагая $l = h = d_1$, получим:

$$h = 0{,}77 d_1 \sqrt{\frac{P_0}{R_b}}. \quad (143)$$

Допускаемое напряжение R_b не следует брать слишком большим, так как прочность клина ослабляется различного рода выемками для ударного механизма и для других деталей затвора.



Фиг. 64.

У ряда существующих затворов $R_b = 700 - 750$ *кг/см²*. В качестве материала для изготовления клина для орудий средней мощности применяется сталь с временным сопротивлением 65 *кг/мм²*, пределом текучести 30 *кг/мм²* и относительным удлинением 12%.

Таблица 11

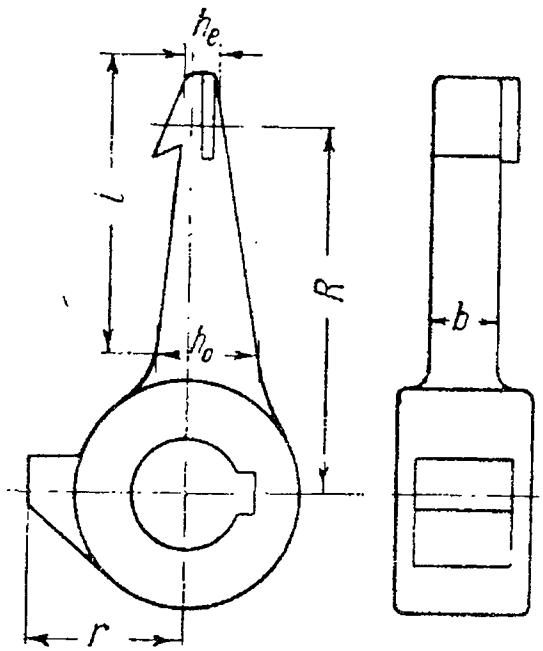
	Для пушек	Для гаубиц
a_1	$1{,}45 d_1$	$1{,}37 d_1$
a_2	$0{,}07 d_1$	$0{,}04 d_1$
a_3	$0{,}17 d_1$	$0{,}10 d_1$
a_4	$0{,}45 d_1$	$0{,}36 d_1$

У многих современных клиновых затворов с горизонтальным движением призматический клин имеет конфигурацию, которая показана на фиг. 64.

Если диаметр дна каморы обозначить через d_1, то отдельные размеры клина могут быть определены из табл. 11.

Для предохранения клина от прорыва пороховых газов к нему прикрепляется на винтах стальная плитка, называемая „зеркалом затвора". Диаметр плитки равен диаметру дна гильзы. Наиболее

часто прорыв пороховых газов происходит вследствие пробития бойком дна капсюльной втулки, и поэтому выгорание металла от прорывающихся пороховых газов происходит вокруг отверстия для выхода бойка. Можно рекомендовать постановку в плитке специальной втулки с диаметром, равным диаметру капсюльной втулки, имеющей отверстие для выхода бойка и быстро заменяемой в случае значительного разгара. Для того чтобы прорывающиеся газы имели свободный выход сквозь отверстие бойка, на наружной поверхности ударника или на внутренней поверхности трубки ударника должны быть сделаны специальные продольные канавки. В нормальном положении боек должен отстоять от передней поверхности предохранительной втулки примерно на 0,5 *мм*, а при взведении боевой пружины у большинства ударных механизмов ударник оттягивается примерно на 20 *мм*. Работа пружины в ударных механизмах составляет около 450 *кг · мм*.



Фиг. 64а.

Выбрасыватель фиг. 64а должен обладать весьма большой прочностью, так как в случае заедания гильзы в лапках его возникают весьма большие напряжения. Ход выбрасывателя в артиллерийских системах средних калибров колеблется в пределах от 20 до 25 *мм*. Выбрасыватель является весьма важной деталью любого затвора. От его рационального устройства в значительной степени зависит надежная экстракция стреляной гильзы. Инженер Ф. Ф. Лендер[1] дает следующие зависимости для расчета выбрасывателя:

$$F_{max} = \frac{\frac{R}{r}}{\sqrt{a}\sqrt{\frac{1}{m} - \frac{1}{M}\left(\frac{R}{2}\right)^2}} V_1; \qquad (144)$$

$$v_1 = 2\frac{\frac{M}{m}\cdot\frac{R}{r}}{\frac{M}{m} + \left(\frac{R}{r}\right)^2} V_1; \qquad (145)$$

[1] Ф. Ф. Лендер, Теория выбрасывателя гильз. Ленинград, 1927 г. (рукопись).

$$x_0 = \frac{\frac{\pi}{2}\sqrt{a}}{\sqrt{\frac{1}{m} + \frac{1}{M}\left(\frac{R}{r}\right)^2}} v_1, \qquad (146)$$

где R и r — большое и малое плечо выбрасывателя;

M и m — масса затвора и масса гильзы;

v_1 — скорость вылета гильзы;

V_1 — скорость движения затвора в момент удара о малое плечо экстрактора;

a — коэфициент пропорциональности, имеющий размерность $\frac{\text{длина}}{\text{сила}}$, характеризующий упругость лапок выбрасывателя и определяемый из конструкции лапок;

F_{max} — наибольшее усилие, изгибающее большое плечо лапок выбрасывателя;

x_0 — величина хода гильзы до момента отделения ее от лапок выбрасывателя.

Из этих уравнений видно, что F_{max} и x_0 зависят от упругости лапок выбрасывателя, а именно, чем больше a, т. е. чем лапки более упруги, тем x_0 получается больше, а F_{max} меньше. Скорость вылета гильзы от a не зависит.

Все три величины: F_{max}, x_0 и v_1, зависят от отношения малого и большого плеча выбрасывателя, а также от отношения массы гильзы к массе затвора. Как показывают исследования, для наивыгоднейшего случая, когда вся работа удара клина о малое плечо выбрасывателя уходит на сообщение кинетической энергии гильзе, необходимо плечи R и r подобрать так, чтобы

$$\frac{R}{r} = \sqrt{\frac{M}{m}}. \qquad (147)$$

Для определения коэфициента a Лендер дает следующую формулу:

$$a = \frac{12l^3}{Eb(h_0 - h_e)^3}\left\{\frac{1}{2}\left[1 - \left(\frac{h_e}{h_0}\right)^2\right] - 2\left[1 - \left(\frac{h_e}{h_0}\right)\right] - \lg\frac{h_e}{h_0}\right\}, \qquad (148)$$

где E — модуль упругости первого рода;

l — длина большого плеча выбрасывателя, отсчитываемая от наружной поверхности оси выбрасывателя ($l < R$);

b — ширина большого плеча выбрасывателя;

h_0 — толщина большого плеча выбрасывателя у основания;

h_e — толщина большого плеча выбрасывателя в верхней части.

У выбрасывателя 76,2-*мм* зенитной пушки образца 1915 г., конструктором которой был Лендер, лапки были рассчитаны по этим формулам и, как показала практика, экстракция гильзы и работа выбрасывателя были безупречными.

Что касается угла поворота кулачковых рычагов для открывания затвора, то таковой находится в пределах $85° \div 100°$.

В современных конструкциях клиновых затворов ход клина при открывании равен от 1,15 d_1 до 1,26 d_1.

Все, что здесь было сказано относительно ударного механизма и выбрасывателя, в полной мере относится и к поршневым затворам.

38. РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ ЗАТВОРОВ

Поршневой затвор соединяется с казенником или кожухом при помощи винтовой нарезки. В зависимости от расположения нарезки на поршне поршневые затворы могут быть разделены на две группы: а) затворы со сплошной нарезкой поршня; б) затворы, у которых нарезка на поршне расположена секторами.

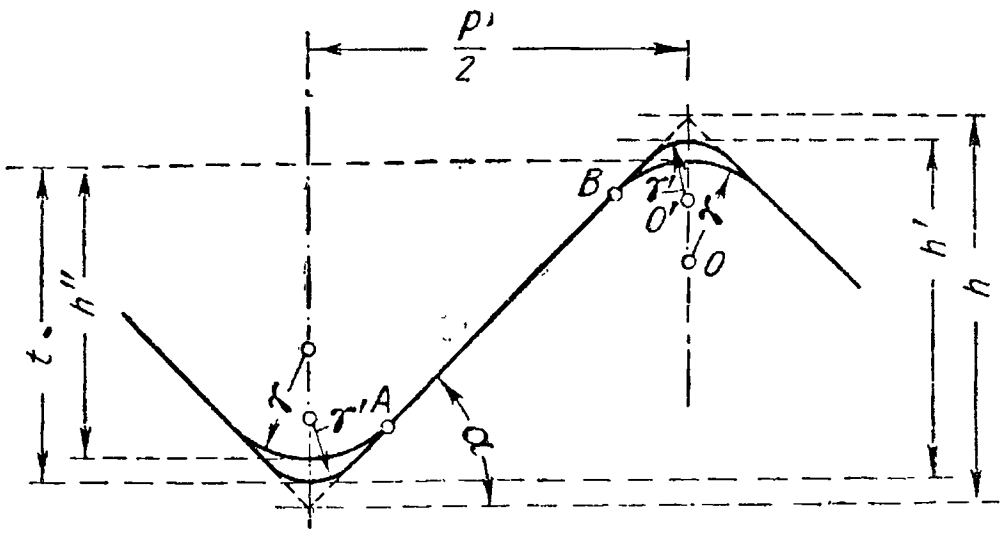
У затворов последней группы поршень может иметь цилиндрическую или коническую форму. К затворам первой группы относятся так называемые эксцентрические затворы, которые могут быть применены только в случае гильзового заряжания. Подобного вида затвор применен у 75-*мм* французской пушки образца 1897 г. Затворы второй группы могут быть использованы как при гильзовом, так и при картузном заряжании с применением пластического обтюратора типа Банжа.

Усилие, которое передается на поршень затвора, зависит от максимального давления в канале ствола и величины диаметра дна каморы. С точки зрения уменьшения этого усилия выгодно диаметр каморы делать возможно меньше, однако легкость вкладывания снаряда и заряда в канал при заряжании не позволяют значительно уменьшить диаметр каморы, следовательно, и поверхность, подвергающуюся давлению.

Если допустим, что сила, действующая на затвор, воспринимается всеми витками нарезки поршня одновременно и в одинаковой степени, то усилие, выдерживаемое как витком поршня, так и поршневого гнезда, получится делением этой силы на всю опорную поверхность нарезки. На практике этого достигнуть чрезвычайно трудно. Во-первых, потому, что весьма трудно сделать так, чтобы между всеми витками нарезки поршня и его гнезда вовсе не было зазоров, а если зазоры существуют, то чтобы они были одинаковой величины. Во-вторых, потому, что вследствие динамичности давления пороховых газов их действие распространяется прогрессивно от передней части затвора к задней. Поэтому, если даже допустить, что между витками нарезки поршня и витками нарезки его гнезда отсутствуют зазоры, то все же окажется, что витки нарезки будут нагружены неравномерно и наибольшие напряжения будут в первом переднем витке. Проф. Дроздов указывает, что во избежание перегрузки передних витков следует оставить у них несколько больший зазор или делать между витками прогрессивные зазоры, уменьшающиеся от передней части поршня к задней. Некоторые конструкторы пытались осуществить изменение зазоров по приближен-

ному закону, а именно, разделить полное удлинение Δl, получаемое гнездом, на общее число витков n и назначить для первого заднего витка зазор, равный $\frac{\Delta l}{n}$, для второго $\frac{2\Delta l}{n}$ и т. д. Однако практически это весьма трудно осуществить, и не представляется возможным установить существование подобных зазоров.

На распределение усилий между витками нарезки влияют также профиль и шаг витков, которые должны быть одинаковыми для всех витков.



Фиг. 65.

Во французских поршневых затворах сечение витка для нарезки поршня имеет форму равнобедренного треугольника, имеющего угол при основании 40 — 45°. Угол наклона витка i меняется в пределах от 1°10′ до 1°20′. Величина угла при вершине профиля нарезки влияет как на опорную поверхность, так и на поверхность срезания витка.

Примем следующие обозначения для элементов профиля нарезки (фиг. 65): h — высота треугольного сечения поршня; h' — высота витка в гнезде между закруглениями; h'' — высота витка поршня также между закруглениями; γ и γ' — радиусы закруглений витков поршня и гнезда.

Величина наибольшего зазора между закругленным дном нареза в гнезде и закругленной вершиной витка на поршне, очевидно, будет:

$$2e = h' - h''.$$

Обозначая через α угол при основании треугольника, получим:

$$h' = h - 2\gamma'(\sec\alpha - 1);$$

$$h'' = h - 2\gamma\ (\sec\alpha - 1).$$

Обыкновенно берут $\gamma = 2\gamma'$; тогда на основании последних уравнений можем написать:

$$h' - h'' = 2\gamma' (\sec \alpha - 1).$$

Обозначая через t_1 расстояние между AB, представляющее опорную длину, получим:

$$t_1 = \frac{h}{\sin \alpha} - 2\gamma \operatorname{tg} \alpha. \tag{149}$$

Величина опорной поверхности витка определится из выражения:

$$S = \frac{\pi}{2} (2R_1 + h) t_1 \sec i. \tag{150}$$

Поскольку угол наклона витка i мал и $\sec i$ близок к единице, то можно принять, что

$$S = \frac{\pi}{2} (2R_1 + h) t_1. \tag{151a}$$

Пренебрегая h перед $2R_1$, получим выражение величины опорной поверхности для одного витка:

$$S = \pi R_1 t_{10},$$

где R_1 — радиус поршня (наименьший радиус нарезки).

Для всех витков, если таковые на поршне сделаны сплошными, величина поверхности S определится из выражения:

$$S = \pi R_1 t_1 n. \tag{151}$$

Так как нарезка на поршне делается секторами, то, обозначая через β ту часть окружности поршня, на которой сделаны нарезы, получим:

$$S = \beta \pi R_1 t_1 n. \tag{152}$$

На практике $\beta =$ от $^1/_2$ до $^2/_3$.

Что касается шага нарезки p_1, то его величина определится из выражения:

$$p_1 = 2\pi R_1 \operatorname{tg} i. \tag{153}$$

Если число витков нарезки поршня равно n, то длина нарезной части поршня

$$l = np_1.$$

Наименьший диаметр нарезки D_1 выбирается в зависимости от калибра, а именно:

$$D_1 = 2R_1 = d_1 + (3{,}5 \div 7{,}0)\ мм,$$

где d_1 — диаметр дна каморы.

После определения элементов нарезки таковую необходимо проверить на срез, изгиб и удельное давление. Обозначая через R_s допускаемое напряжение на срезание, можем написать, что

$$P_0 \frac{\pi d_1^2}{4} = \beta \pi D_1 l R_s = \beta \pi D_1 n p_1 R_s,$$

откуда

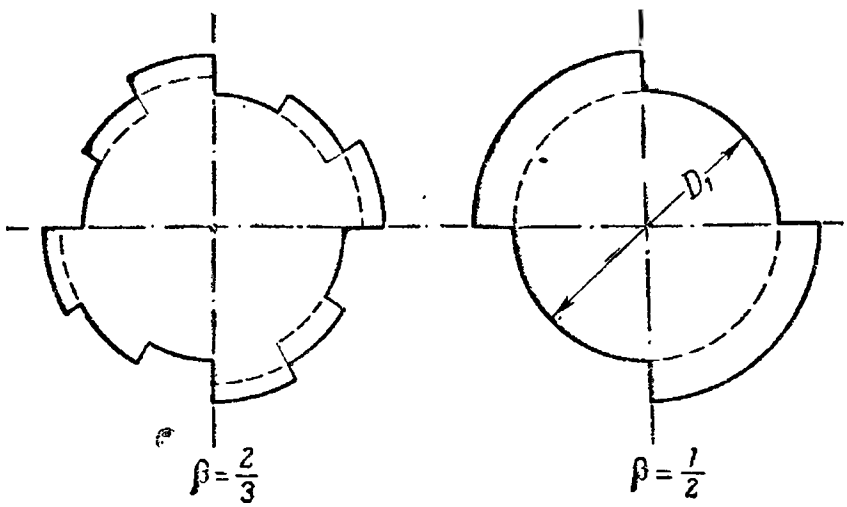
$$l = np_1 = \frac{P_0 d_1^2}{4\beta D_1 R_s}. \qquad (154)$$

При $\beta = {}^1/_2$ получим:

$$l = np_1 = \frac{P_0 d_1}{2D_1 R_s} \qquad (155)$$

При $\beta = {}^2/_3$ будем иметь:

$$l = np_1 = \frac{3}{8}\frac{P_0 d_1}{D_1 R_s}. \qquad (156)$$



Фиг. 66.

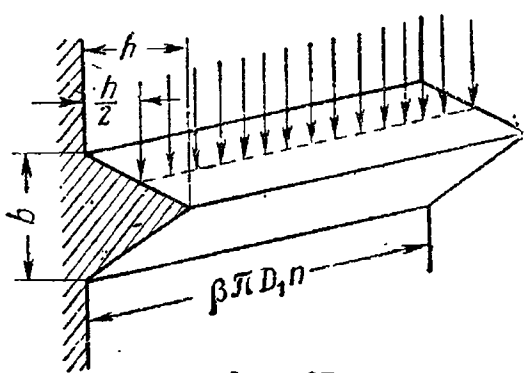
На фиг. 66 показаны поперечные сечения поршней при β, равном ${}^1/_2$ и ${}^2/_3$.

При расчете нарезки на изгиб виток можно представить в виде прямого стержня, имеющего на всем протяжении равномерную нагрузку (фиг. 67).

Обозначая через $M_{из}$ — изгибающий момент; W — момент сопротивления и R_b — допускаемое напряжение на изгиб, для одного витка можем написать:

$$M_{из} = P_0 \frac{\pi d_1^2}{4}\frac{t}{2n};$$

$$W = \beta\pi D_1 \frac{b^2}{6} = \frac{1}{6}\beta\pi D_1 p_1^2,$$



Фиг. 67.

так как $b = p_1$,

$$\frac{P_0 \pi d_1^2}{4}\frac{t}{2n} = \frac{1}{6}\beta\pi D_1 p_1^2 R_b.$$

Подставляя в последнем выражении значение $\frac{P_0 d_1^2}{4}$ из уравнения (154), получим:

$$R_b = \frac{3t}{p_1} R_s. \qquad (157)$$

Во время выстрела витки не должны деформироваться, а поэтому удельное давление не должно превосходить определенной

величины. Обозначая через R_d допускаемое напряжение на сжатие, будем иметь:

$$R_d = N = \frac{\pi P_0 d_1^2}{8\beta\pi R_1 n t_1 (\sin\alpha + f\cos\alpha)}. \qquad (158)$$

Величина N означает нормальное давление на опорной поверхности витка и может быть определена по формуле:

$$N = \frac{p_1}{\sin\alpha + f\cos\alpha},$$

где

$$p_1 = \frac{P_0 \pi d_1^2}{4s}.$$

Пренебрегая трением и принимая, что

$$t_1 \sin\alpha = t,$$

уравнение (158) перепишем так:

$$R_d = \frac{P_0 d_1^2}{8\beta R_1 n t}. \qquad (159)$$

Исключая из этого выражения $\frac{P_0 d_1^2}{4}$, пользуясь уравнением (154), получим:

$$R_d = \frac{P_1}{t} R_s. \qquad (160)$$

Величина R_d для стали колеблется в пределах от 8 до 14 *кг/мм²*.

Заканчивая рассмотрение метода расчетов отдельных элементов поршневого затвора, укажем, что для пушек длину нарезной части поршня при $\beta = {}^1/_2$ можно определять по формуле:

$$l = np_1 = (0{,}65 + 0{,}00016 P_0) d_1, \qquad (161)$$

где P_0 — максимальное давление на дно канала, выраженное в атмосферах.

39. УСТРОЙСТВО ОБТЮРАТОРА ТИПА БАНЖА

В сочинениях Леонардо да Винчи (Leonardo da Vinci) и Лорини, относящихся к XV и XVI столетиям, имеются конструктивные наброски орудийных стволов, заряжающихся с казны. Однако применение этого вида заряжания было осуществлено лишь в конце XIX в., когда технически удалось разрешить проблему надежной обтюрации пороховых газов между стволом и затвором при помощи обтюратора системы Банжа и гильзы. Эти два вида

обтюраторов находят преимущественное применение в артиллерийских орудиях до сих пор.

Для того чтобы обтюратор выполнял свое назначение, он должен удовлетворять следующим основным требованиям:

а) давление со стороны обтюратора на стенки его гнезда должно быть больше, чем давление прорывающихся газов;

б) для обеспечения плотного прилегания обтюратора последний должен быть изготовлен из пластичного и в то же время достаточно прочного материала;

в) кроме того, материал должен обладать достаточно высокой температурой плавления и не приставать к стенкам гнезда;

г) после выстрела обтюратор не должен препятствовать открыванию затвора и должен свободно извлекаться (экстрактироваться) из его гнезда.

На практике наиболее трудно осуществляется первое требование. Не выполняя его, нельзя осуществить надежной обтюрации. Один из указанных выше обтюраторов, а именно гильза, нами был достаточно подробно рассмотрен выше при разборе устройства каморы артиллерийского орудия, а поэтому здесь рассмотрим лишь обтюратор типа Банжа.

Обтюратор типа Банжа принадлежит к типу обтюраторов с начальным давлением и находит применение в поршневых затворах при картузном заряжании. Его устройство (фиг. 67) вкратце сводится к следующему. Сквозь поршень затвора a пропущен грибовидный стержень b, на головку которого действует давление пороховых газов в канале ствола p_1. Между поршнем и грибовидным стержнем помещается обтюрирующее кольцо c, изготовленное из пластической массы. Если допустить, что распространение давления в массе обтюрирующего кольца происходит так же, как в жидкости, то

$$\frac{\pi}{4} D^2 p_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_2,$$

откуда

$$p_2 = \frac{p_1}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}, \qquad (162)$$

где p_2 — давление, с которым обтюрирующее кольцо прижимается к коническому скату каморы.

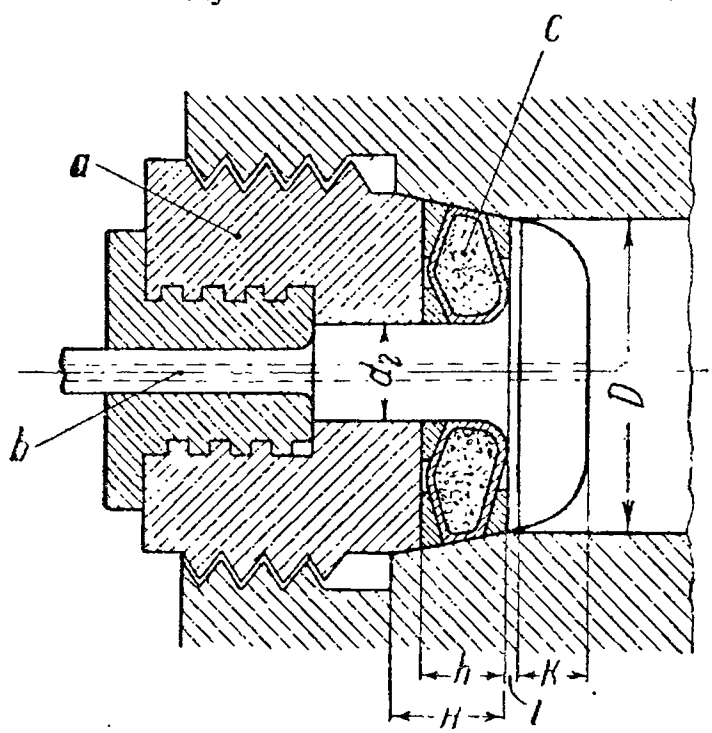
Так как $p_2 > p_1$, то тем самым выполняется первое требование, которому должно удовлетворять любое обтюрирующее устройство; т. е. обеспечивается закупорка канала ствола в казенной части.

Обтюрирующее кольцо состоит из подушки и трех разрезных колец. Банжа для изготовления подушки употреблял смесь, состоящую из 65 ч. асбеста и 35 ч. бараньего сала, которая спрессовывалась до соответствующей плотности. Спрессованная масса помещалась в холщевую ткань или в сетку из медной проволоки.

В настоящее время подушка делается из какой-либо эластичной массы (каучук).

Для предохранения от раздавливания подушка прикрывается тремя металлическими разрезными кольцами треугольного сечения из фосфористой бронзы или стали.

Если подушка назначается для орудий, в канале которых действует большое давление, то она подвергается предварительному прессованию под давлением 3500—5000 *кг/см*^{2}. После прессования подушка становится менее пластичной и приобретает свойства эластичности. В этом случае ход грибовидного стержня по отношению к поршню очень мал.



Фиг. 68.

Для обеспечения хорошей обтюрации необходима весьма тщательная и точная сборка подобного вида обтюратора. При закрывании затвора набивка должна получить некоторое сжатие, для того чтобы обеспечить надлежащую обтюрацию в первый момент нарастания давления пороховых газов в канале ствола.

Головка грибовидного стержня в целях облегчения открывания и закрывания затвора делается закругленной. Конструктивные размеры отдельных деталей обтюратора определяются полуэмпирическими формулами, выработанными практикой.

Диаметр головки грибовидного стержня делается несколько меньше диаметра горловины d_2, а именно:

$$D = d_2 - 0{,}2 \text{ мм}.$$

Высота обтюрирующего кольца, заключающего пластичную массу, определяется из соотношения:

$$h = 0{,}17\ d_2 + 12 \text{ мм},$$

а высота головки грибовидного стержня

$$k = 0{,}2\, d_2 + 5 \text{ мм}.$$

Длина конического гнезда для обтюратора делается больше h и может быть определена по формуле:

$$H = h + (5 \text{ до } 10) \text{ мм}.$$

Больший диаметр D_1 этого конического гнезда зависит от величины выбранного наклона и обычно берется равным:

$$D_1 = d_2 + \left(\frac{1}{15} \div \frac{1}{20}\right) H.$$

В двухтактных затворах наклон принимается равным 15°. Зарубежные источники рекомендуют принимать этот наклон равным 30°.

Весьма важным размером является малый диаметр грибовидного стержня d_1, так как от его выбора зависит давление p_2, с которым обтюрирующее кольцо прижимается к поверхности конического гнезда. Обычно $d_1 = \frac{1}{3} D$. При этом достигается, что

$$p_2 = \frac{p_1}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} = \frac{9}{8} p_1,$$

т. е. давление p_2 со стороны подушки больше в $1^1/_8$ раза давления на головку грибовидного стержня. В действительности p_2 несколько меньше, вследствие того, что передача давления в пластической массе происходит не так, как в жидкости.

Пластические обтюраторы по сравнению с гильзой имеют ряд преимуществ и недостатков.

Преимущества их нижеследующие:

а) не ослабляются стенки ствола и вследствие удлинения поршня затвора первый виток поршня затвора удаляется от дна каморы. Как было выяснено выше, это выгодно отражается на разделении напряжений в случае помещения затвора в трубе, и тем достигается повышение прочности на отрыв казенной части ствола;

б) картузы для заряда дешево стоят в производстве.

К недостаткам следует отнести:

а) надежность обтюрирования зависит от температуры; замерзшие обтюраторы необходимо перед стрельбой прогревать;

б) в мощных орудиях, работающих при больших давлениях, необходима частая смена обтюрирующего кольца;

в) части обтюрирующего кольца могут срываться и оставаться в канале ствола, а поэтому после каждого выстрела рекомендуется обтюратор осматривать;

г) требуемое предварительное поджатие обтюратора затрудняет закрывание затвора;

д) применение обтюратора обусловливает применение поршневого затвора и, следовательно, увеличивает длину ствола.

Все перечисленные основные недочеты являются причиной того, что пластический обтюратор типа Банжа постепенно вытесняется из артиллерийской практики гильзой вплоть до орудий самых крупных калибров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Заканчивая курс „Проектирование орудийных стволов", следует остановиться на вопросах износа этого весьма важного агрегата артиллерийской системы, от качества которого в значительной мере зависят боевые свойства артиллерийского орудия.

Вопрос об увеличении живучести стволов артиллерийских орудий всегда стоял в центре внимания как конструкторов, так и строевых артиллерийских командиров. Весьма остро этот вопрос встал во время империалистической войны 1914—1918 гг. Если обратиться к статистическим данным, относящимся к 75-*мм* французской пушке, то увидим, что с декабря 1914 г. по июнь 1918 г. выбыло из строя 17 200 орудий по следующим причинам: 8000 орудий — вследствие износа, 7000 орудий — от разрыва и 2200 орудий — от огня противника. Эти цифры указывают, что износу отводится первое место среди других причин выхода орудий из строя.

Развитие современной артиллерийской техники идет по линии увеличения начальной скорости снаряда, а следовательно, и повышения давления пороховых газов, что теснейшим образом связано с увеличением интенсивности износа канала ствола. Поэтому к вопросу продолжительности службы должно быть приковано особенное внимание при проектировании и изготовлении стволов современных артиллерийских орудий.

На износ канала ствола влияет большое количество самых разнообразных факторов, среди которых основными являются следующие:

а) высокая температура пороховых газов в канале ствола, — порядка $2500 \div 3000^{\circ}$;

б) большие давления, — порядка $2000 \div 4000$ *кг/см*^{2}, достигающие этой величины в весьма короткий промежуток времени;

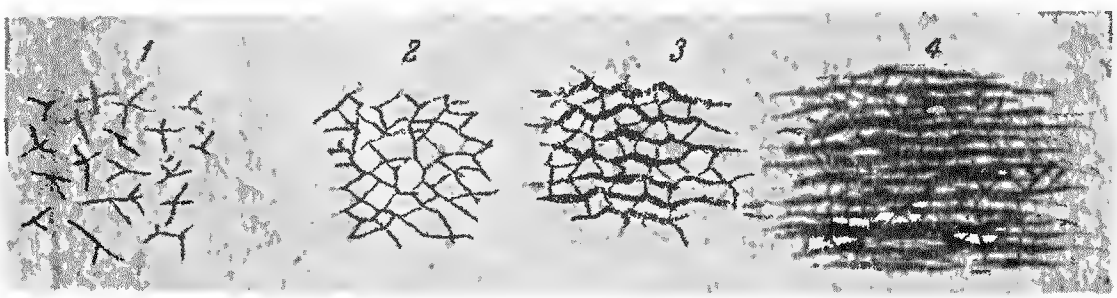
в) качество металла орудийного ствола и ведущих частей снаряда;

г) конструкция нарезной части канала ствола и ряд других.

Изучению явления износа орудийных труб посвящен целый ряд научно-исследовательских работ. Однако и по сейчас нет еще определенных правил, которые позволяли бы радикально повысить срок жизни ствола артиллерийского орудия. Поэтому задачей конструктора-орудийщика является использование всех возможностей, способных отсрочить наступление „балистической смерти" артиллерийского орудия.

Первые признаки износа канала ствола характеризуются появлением матовых пятен на полированной поверхности в соединительном конусе и в начале нарезов (фиг. 69).

Внимательное рассмотрение этих пятен показывает, что матовость зависит от появления сетки, не имеющей замкнутых петель, а представляющей только группы пересекающихся между собой отдельных веточек (фиг. 69, *1*), разбросанных в разных направлениях. Эти веточки представляют не что иное, как чрезвычайно тонкие и неглубокие трещины. По мере продолжения



Фиг. 69.

стрельбы эти трещины удлиняются и, пересекаясь, образуют замкнутые петли (фиг. 69, *2*). Величина петель и их рисунок весьма разнообразны и зависят от калибра, длины орудия, формы нарезов, сорта пороха, структуры металла и т. д., но в каждом частном случае для одного и того же орудия рисунок имеет одинаковый характер на всем протяжении канала, охваченного сеткой.

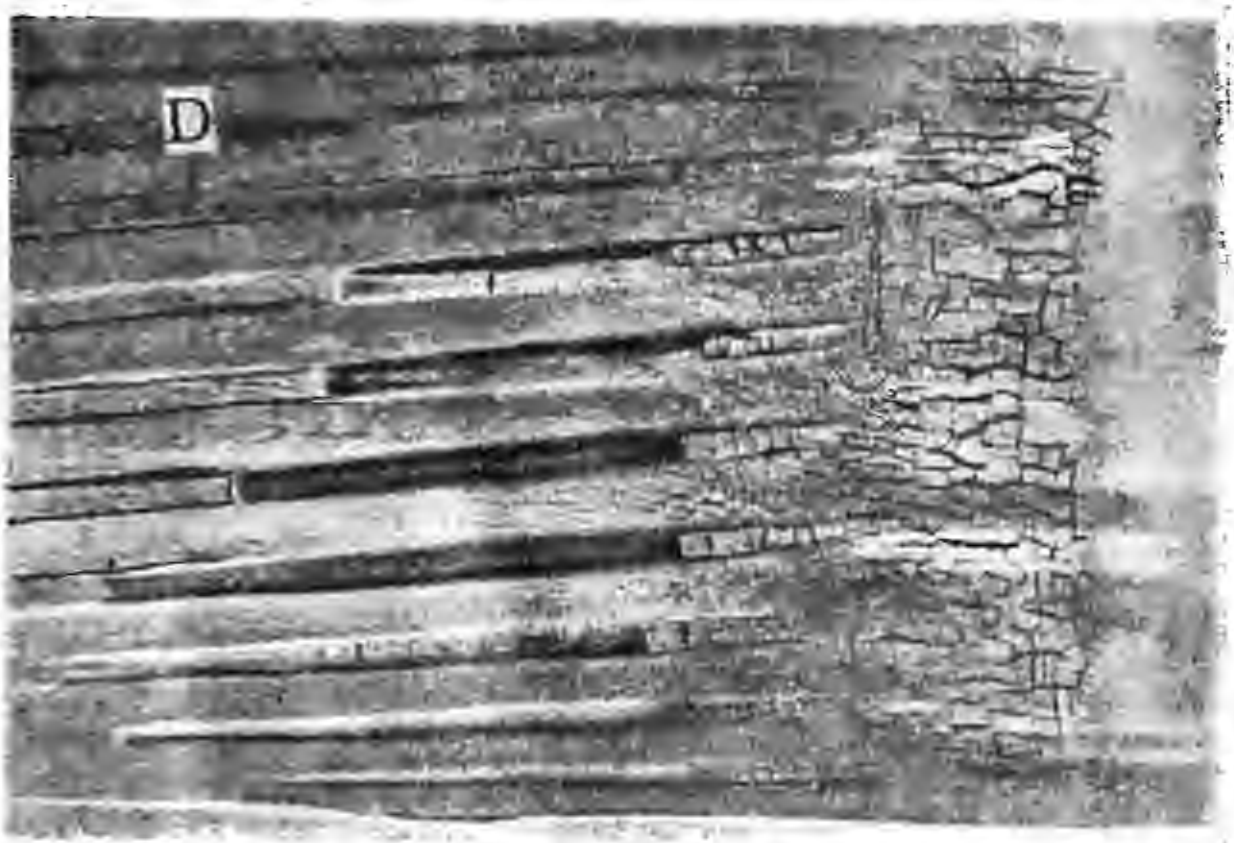
На фиг. 70 показаны слепки со ствола в первоначальный период износа у 9-*дм* и 11-*дм* орудий.

При дальнейшей стрельбе ширина и глубина трещин увеличиваются. При этом в соединительном конусе и в начале нарезов расширение и углубление появляются в тех трещинах, направление которых более или менее совпадает с направлением оси канала ствола, т. е. с направлением движения пороховых газов во время выстрела. На фиг. 69,*3* эти места сетки вычерчены толстыми линиями. Это обстоятельство, вероятно, объясняется тем, что пороховые газы и несгоревшие частицы пороха устремляются в зазор между снарядом и стенками канала ствола, избирая путь наибольшего сопротивления по тем трещинам, направление которых совпадает с направлением движения пороховых газов.

С продолжением стрельбы износ распространяется по всей длине нарезной части. Максимальный износ близок к началу нарезов, а затем по направлению к дулу убывает.

На фиг. 69,*4* представлен характер механического действия продуктов горения пороха; здесь ясно обозначены продольные борозды на стенках канала ствола, которые образовались у 76,2-*мм* пушки образца 1902 г. примерно после 3000 выстрелов.

Фиг. 70.



Фиг. 71.

При дальнейшей стрельбе начинаются скашивание и выколы полей нарезов (см. фиг. 71). В результате износа канала ствола орудие начинает терять начальную скорость и сильно ухудшает меткость. Наступает так называемая „балистическая смерть" артиллерийского орудия, и ствол подлежит замене новым для восстановления балистических качеств орудия.

Показателями предельного износа канала ствола служат следующие данные: увеличение калибра на $0{,}7\,t \div t$, по немецким взглядам, а на $0{,}5\,t$ — по французским, где t — глубина нареза. В артиллерии РККА показателем предельного износа служит удлинение зарядной каморы, определяемое прибором Высоцкого. Величина предельно допустимого удлинения различна для различных типов орудий.

Показателями предельного износа канала ствола по балистическим данным служат:

а) уменьшение меткости $\left(\frac{1}{B_g}\right.$ и $\left.\frac{1}{B_c}\right)$ в два раза;

б) уменьшение дальности на 10%;

в) увеличение времени полета на 8%;

г) уменьшение бронепробиваемости на 10%.

Эти нормы устанавливаются арткомом АУ РККА для каждого типа орудия.

Кроме того, в артиллерийской литературе встречается ряд эмпирических формул для подсчета количества выстрелов Z, после которых ствол приходит в негодность. Формулы выведены на основании обработки данных о живучести ряда систем и, вообще говоря, более или менее справедливы для этих же орудий. Поэтому ими можно рекомендовать пользоваться лишь для сравнительной оценки, с точки зрения живучести, однотипных орудий. Наиболее широко распространенной формулой является формула Юстрова:

$$Z = \frac{xy}{d}\,\frac{C_q\,v_0^2}{\lambda}\,\frac{\sigma_s \psi}{\sigma_b f},$$

где v_0 — начальная скорость в *м/сек*;

C_q — относительный вес снаряда, равный $\frac{q}{d^3}$;

d — калибр в *см*;

λ — длина ствола в калибрах;

σ_s — предел текучести металла ствола в *кг/см²*;

σ_b — временное сопротивление металла ведущего пояска. Юстров принимает $\sigma_b = 2500$ *кг/см²* для меди и $\sigma_b = 3300$ *кг/см²* для легированного цинка и электролитического железа;

f — коэфициент трения; для медных поясков $f = 0{,}2$;

ψ — относительное удлинение при разрыве в процентах.

Формула Юстрова предназначается для определения числа выстрелов, при котором v_0 понижается не более чем на 10%, или же камора удлиняется не более чем на $0{,}0015\ \lambda^2$; при

этом скорострельность из орудия не должна превышать $\frac{441}{d^2}$ выстрелов в минуту. Значения x даны для нитроглицеринового пороха с 25% содержанием нитроглицерина. При содержании нитроглицерина около 40% величина x должна быть уменьшена на 10%.

Независимо от того, составлена ли формула эмпирическим путем или выведена аналитически, она должна отображать действительные явления. Формула Юстрова в этом отношении грешит. Из формулы следует, что живучесть увеличивается с увеличением начальной скорости. Правда, в числителе стоит коэфициент x, зависящий от давления, однако это положения не меняет, так как нелогичным является то, что при $v_0 = 0$, т. е. когда орудие не стреляет, его живучесть падает. Поскольку y пропорционален калибру, то это приводит опять к оригинальному, но весьма неубедительному, выводу, что живучесть увеличивается с увеличением калибра.

Более логичной является формула Артиллерийского научно-исследовательского института (АНИИ), которая имеет следующий вид:

$$Z = 240 \frac{d}{\omega} \left[\frac{\sigma_{e_1}}{2250} - 4 \left(\frac{P_m}{2250} - 1 \right) \right] \frac{0{,}25}{b},$$

где Z — число выстрелов до падения начальной скорости снаряда на 5%;

d — калибр орудия в *см*;

ω — вес заряда в *кг*;

σ_{e_1} — предел упругости металла трубы;

b — ширина ведущего пояска снаряда в калибрах;

p_m — максимальное давление пороховых газов в канале ствола в $кг/см^2$.

Этой формулой можно рекомендовать пользоваться для сравнительной оценки живучести орудий, близких по калибру и мощности, окончательный же вывод о живучести ствола пока может дать только опыт. Имеются еще и другие подобные формулы, но они здесь не приводятся ввиду малой пригодности их для практического пользования.

Изучение явления износа показывает, что оно в значительной степени зависит от балистических факторов: условий заряжания, максимального давления и т. д. Если артиллерийской науке удалось бы установить аналитическую зависимость между Z и этими факторами, то правильно было бы начать решение основной задачи внутренней балистики, исходя из заданной живучести. Подобного рода попытки встречаются в иностранной литературе с использованием для этой цели формулы Юстрова.

Значения $y_i = \dfrac{3\,r_{i+1}^2}{2\,r_{i+1}^2 + r_i^2}$ **в зависимости от** $\dfrac{r_{i+1}}{r_i}$

$\frac{r_{i+1}}{r_i}$	y_i	$\frac{r_{i+1}}{r_i}$	y_i	$\frac{r_{i+1}}{r_i}$	y_i
1,00	1,0000	1,49	1,2243	2,46	1,3855
1,01	1,0066	1,50	1,2273	2,48	1,3872
1,02	1,0131	1,52	1,2331	2,50	1,3889
1,03	1,0195	1,54	1,2388	2,52	1,3905
1,04	1,0258	1,56	1,2443	2,54	1,3921
1,05	1,0320	1,58	1,2497	2,56	1,3973
1,06	1,0381	1,60	1,2549	2,58	1,3952
1,07	1,0441	1,62	1,2600	2,60	1,3967
1,08	1,0499	1,64	1,2649	2,62	1,3982
1,09	1,0557	1,66	1,2696	2,64	1,3996
1,10	1,0614	1,68	1,2743	2,66	1,4010
1,11	1,0670	1,70	1,2788	2,68	1,4024
1,12	1,0725	1,72	1,2831	2,70	1,4037
1,13	1,0779	1,74	1,2874	2,72	1,4050
1,14	1,0832	1,76	1,2915	2,74	1,4063
1,15	1,0885	1,78	1,2956	2,76	1,4076
1,16	1,0936	1,80	1,2995	2,78	1,4089
1,17	1,0987	1,82	1,3033	2,80	1,4101
1,18	1,1037	1,84	1,3070	2,82	1,4113
1,19	1,1086	1,86	1,3106	2,84	1,4124
1,20	1,1134	1,88	1,3141	2,86	1,4136
1,21	1,1182	1,90	1,3175	2,88	1,4147
1,22	1,1228	1,92	1,3209	2,90	1,4158
1,23	1,1274	1,94	1,3241	2,92	1,4169
1,24	1,1319	1,96	1,3273	2,94	1,4180
1,25	1,1364	1,98	1,3303	2,96	1,4190
1,26	1,1407	2,00	1,3333	2,98	1,4201
1,27	1,1450	2,02	1,3363	3,00	1,4211
1,28	1,1493	2,04	1,3391	3,05	1,4235
1,29	1,1534	2,06	1,3419	3,10	1,4258
1,30	1,1575	2,08	1,3446	3,15	1,4280
1,31	1,1616	2,10	1,3473	3,20	1,4302
1,32	1,1655	2,12	1,3498	3,25	1,4322
1,33	1,1694	2,14	1,3524	3,30	1,4342
1,34	1,1733	2,16	1,3548	3,35	1,4360
1,35	1,1771	2,18	1,3572	3,40	1,4378
1,36	1,1808	2,20	1,3596	3,45	1,4395
1,37	1,1845	2,22	1,3618	3,50	1,4412
1,38	1,1881	2,24	1,3641	3,55	1,4428
1,39	1,1916	2,26	1,3663	3,60	1,4443
1,40	1,1951	2,28	1,3684	3,65	1,4457
1,41	1,1986	2,30	1,3705	3,70	1,4472
1,42	1,2020	2,32	1,3725	3,75	1,4485
1,43	1,2053	2,34	1,3745	3,80	1,4498
1,44	1,2086	2,36	1,3764	3,85	1,4511
1,45	1,2118	2,38	1,3783	3,90	1,4523
1,46	1,2150	2,40	1,3802	3,95	1,4534
1,47	1,2181	2,42	1,3820	4,00	1,4545
1,48	1,2212	2,44	1,3838		

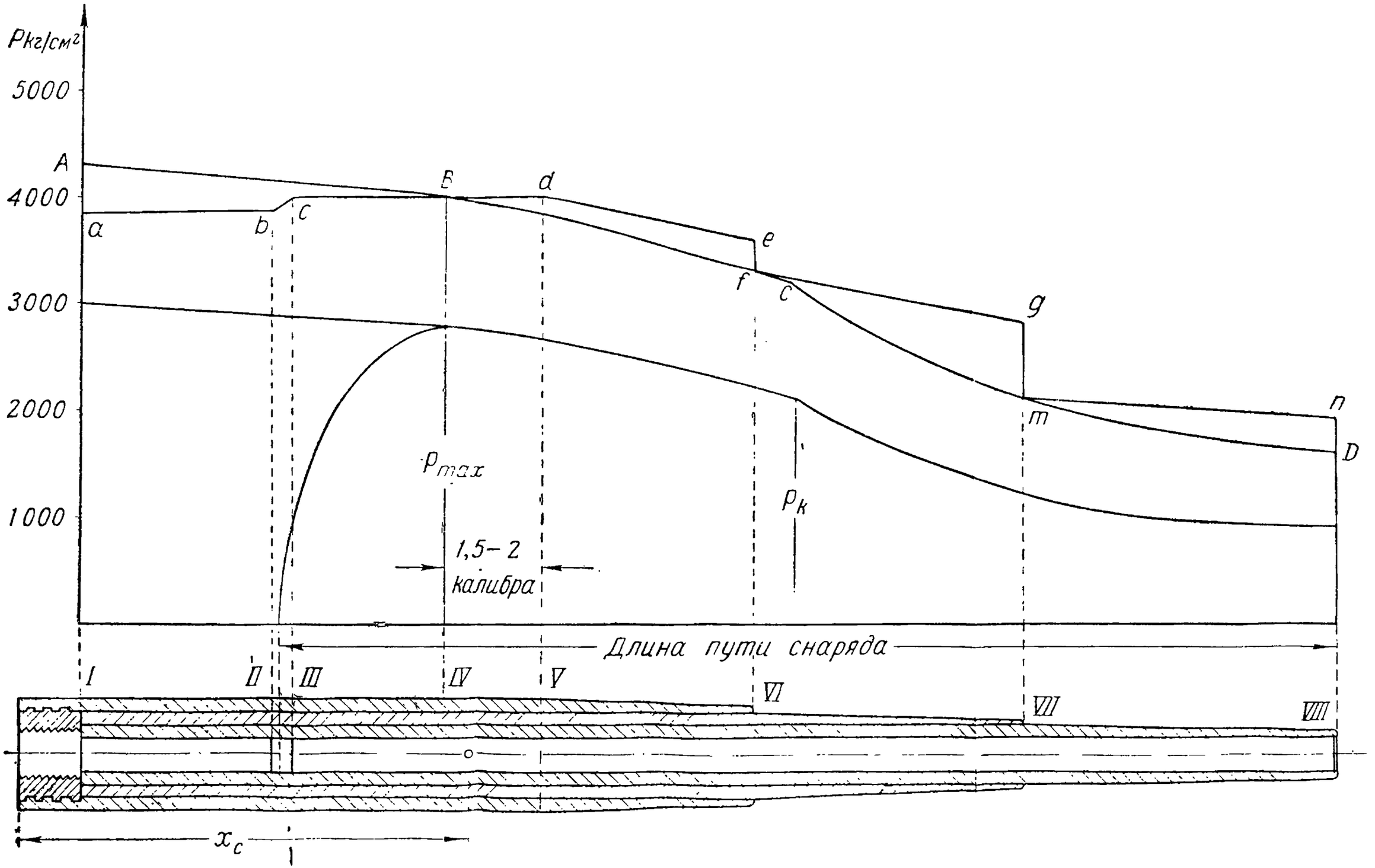

Pкг/см²
5000
4000
3000
2000
1000
A
a
b
c
B
d
e
f
C
g
m
n
D
p_{max}
p_k
1,5–2
калибра
Длина пути снаряда
I
II
III
IV
V
VI
VII
VIII
x_c

Таблица 1

Значения ρ' в зависимости от скорости снаряда v

v	ρ'	v	ρ'	v	ρ'
1100	0,0305	550	0,0394	340	0,0263
1050	0,0312	500	0,0394	330	0,0241
1000	0,0318	450	0,0394	320	0,0220
950	0,0327	420	0,0394	310	0,0200
900	0,0334	450	0,0385	300	0,0181
850	0,0343	400	0,0376	290	0,0169
800	0,0352	390	0,0367	280	0,0163
750	0,0359	380	0,0357	270	0,0157
700	0,0366	370	0,0339	260	0,0152
650	0,0375	360	0,0313	250	0,0146
600	0,0384	350	0,0287	240	0,0140

Таблица 2

Характеристики некоторых снарядов, необходимые для определения крутизн нарезки по формуле (92)

Наименование снаряда	q в *кг*	L в калибрах	h в калибрах	$\frac{A}{B}$	μ	C_q	Z
76,2-*мм* шрапнель с 22-секундной трубкой	6,64	9,45	1,15	0,168	0,52	15,1	1,2
76,2-*мм* штатная граната	6,4	4,0	1,0	0,109	0,59	14,5	1,5
107-*мм* фугасная граната	16,52	3,75	1,62	0,120	0,595	13,7	1,1
107-*мм* граната французского образца	16,23	4,30	2,02	0,114	0,61	13,5	1,5
107-*мм* шрапнель с 45-секундной трубкой	16,41	4,1	1,32	0,169	0,53	13,65	1,9
122-*мм* шрапнель с 45-секундной трубкой	23,14	3,2	1,26	0,224	0,585	12,75	1,2
4-*дм.* фугасная граната образца 1907 г.	14,10	4,0	1,32	0,122	0,60	13,5	1,5
4-*дм.* фугасная граната образца 1911 г.	17,65	5,0	1,94	0,080	0,61	16,9	1,8
4-*дм.* фугасная граната образца 1915 г.	17,50	5,0	2,40	0,085	0,59	16,9	1,9
120-*мм* граната образца 1911 г.	28,60	5,0	1,94	0,078	0,59	16,6	1,8
130-*мм* граната образца 1911 г.	36,55	5,0	1,94	0,078	0,59	16,6	1,7
152-*мм* граната образца 1907 г.	49,4	4,1	1,32	0,137	0,56	14,0	1,84
152-*мм* граната образца 1915 г.	41,30	4,1	2,40	0,136	0,59	11,7	1,33
305-*мм* граната образца 1911 г.	472	5	1,94	0,078	0,59	16,7	1,8

Таблица 3

Данные, характеризующие форсирование ведущих поясков некоторых артиллерийских систем

Артиллерийская система / Элементы нарезки	Число нарезов	Ширина нареза в *мм*	Ширина поля в *мм*	Глубина нареза в *мм*	Относительная длина хода нарезов в калибрах	Абсолютное форсирование в *мм*	Относительное форсирование в калибрах
76,2-*мм* пушка образца 1902 г.	24	7,18	2,79	0,76	30	0,4	0,0026
76,2-*мм* пушка образца 1902/30 г.	32	5,88	2,1	0,76	25	—	—
107-*мм* пушка образца 1910 г.	32	7,475	3,0	1,00	25	0,5	0,0037
122-*мм* гаубица образца 1910 г.	36	7,59	3,05	1,015	20	2,0	0,0462
152-*мм* гаубица образца 1910 г.	36	9,47	3,81	1,27	20	2,03	0,013
152-*мм* пушка	48	6,98	3,0	1,499	25	1,82	0,01
203-*мм* гаубица	64	6,974	3,0	2,0	20	0,5	0,002

Таблица 4

Данные о нарезке и ведущих поясках некоторых артиллерийских орудий итальянской армии

Наименование орудия	Фирма	Нарезка		Ведущий поясок				
		Число нарезов	Угол наклона	Число	Рабочая площадь в *мм*²	Максимальное давление на дно снаряда в *кг/см*²	Усилие, приходящееся на единицу рабочей площади пояска, в *кг/см*²	
Гаубица 75/13	Шкода	28	8°56′	1	7,5	1720	29,1	
Пушка 75/27	Депор	28	5°58′	1	5,65	2340	35,1	
Пушка 105/28	Шнейдер	40	7°10′	1	13,5	2580	25,5	
Пушка 152/15	»	56	5°	2	75	2800	5,4	
Мортира 260/9	»	80	6°54′	1	61,3	1960	16,7	
Гаубица 420/12	Шкода	84	5°58′	3	105,8	2470	20.1	

Таблица 5

Данные о нарезке и ведущих поясках в системах французской артиллерии

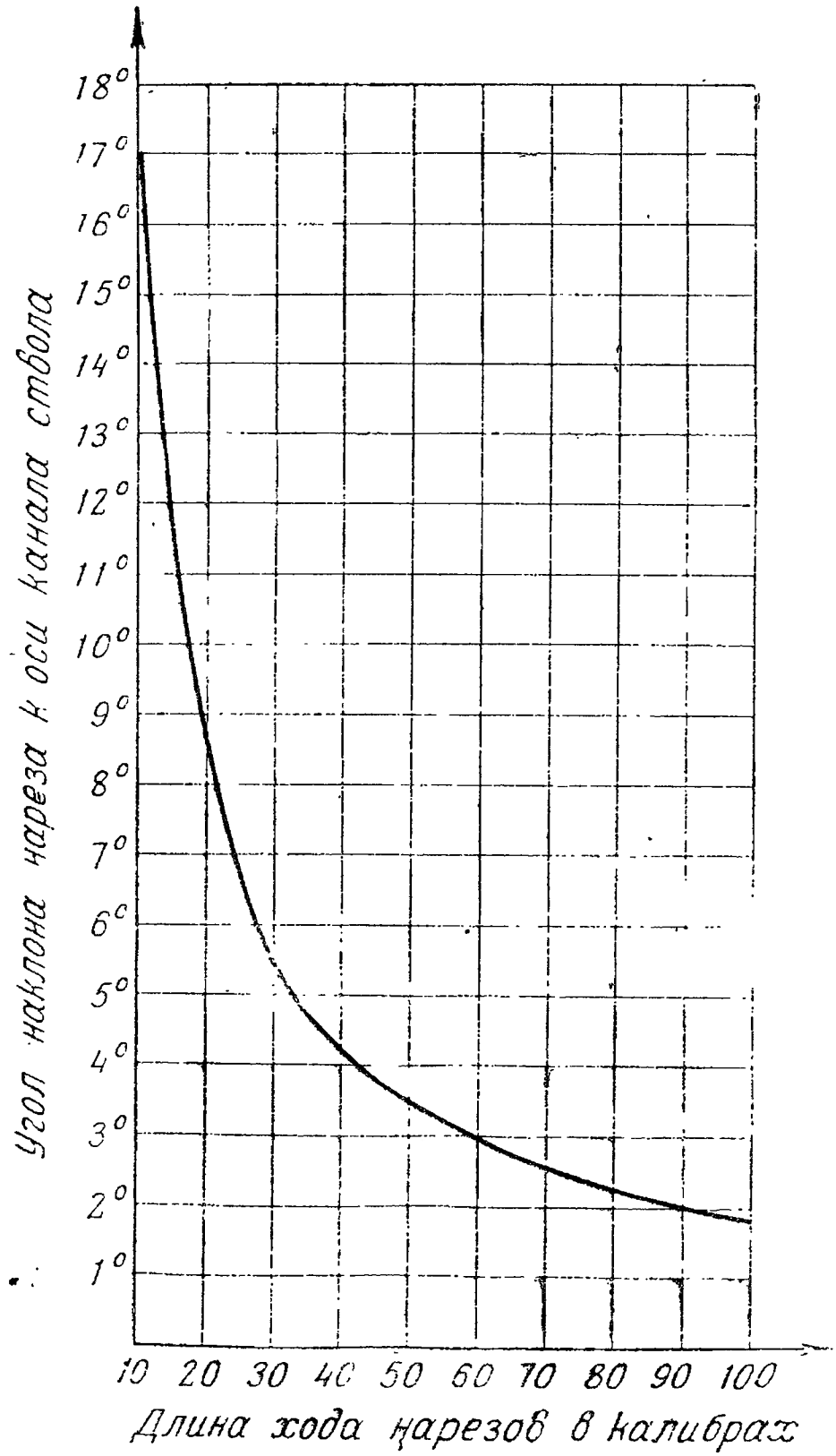
Наименование орудия	Фирма	Нарезка		Начальная скорость v_0 в *м/сек*	Число ведущих
		Число нарезов	Угол наклона		
Мортира 75Т	Шнейдер	12	6°30′	130	1
Пушка 75	»	24	7°	560	1
Гаубица 75/1919	»	24	8°	440	1
Гаубица 105/1919	»	32	12°	350	—
Пушка 145	»	42	5°13′18″	785	2
Гаубица 155/1917	»	48	7°	450	1
Пушка 155	Филлу	48	6°	735	2
Гаубица 220/1916	Шнейдер	92	10°	350	1
Пушка 220/1917	»	92	7°	756	2
Мортира 370	Филлу	104	6°	375	1
Гаубица 370/1915	Сен-Шамон	112	7°	535	2

Таблица 6

Данные о нарезке и ведущих поясках артиллерийских систем большой мощности германской артиллерии

Наименование системы	Фирма	Нарезка		Начальная скорость v_0 в *м/сек*	Число поясков
		Число нарезов	Угол наклона		
Пушка 15-*см* образца 1916 г.	Рейн-Металл	48	7°10′	845	2
Пушка 15-*см* образца 1916 г.	Крупна	48	ок. 7°	845	2
Пушка 17-*см*; $L/40$	—	52	7°10′	—	2
Пушка 24-*см*; $L/40$	—	72	6°	810	2
Гаубица 28-*см*; $L/12$	—	64	12°	ок.425	2
Пушка 30,5-*см*; $L/50$	—	88	5°45′	745	—
Пушка 38-*см*; $L/45$	—	100	5°30′	—	3
Пушка 21-*см*;-$L/40$	—	64	7°	—	2

Примечание. Табл. 4, 5 и 6 заимствованы из труда Mainardi «Studio del proittile».


Угол наклона нареза к оси канала ствола
18°
17°
16°
15°
14°
13°
12°
11°
10°
9°
8°
7°
6°
5°
4°
3°
2°
1°
10 20 30 40 50 60 70 80 90 100
Длина хода нарезов в калибрах

УКАЗАТЕЛЬ ОСНОВНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ПО УСТРОЙСТВУ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ СТВОЛОВ АРТИЛЛЕРИЙСКИХ ОРУДИЙ

А. Ф. Бринк. 1. Сопротивление труб цилиндров и орудий, состоящих из одного или многих слоев, действию давления, 1889 г. 2. Проектирование артиллерийских орудий.

А. В. Гадолин*. 1. Теория орудий, скрепленных обручами. „Артиллерийский журнал", 1856 г. 2. О сопротивлении стен орудий давлению. „Артиллерийский журнал" № 3, 1858 г. *3. Сопротивление орудий отрыву казенной части, „Артиллерийский журнал" № 12, 1869.

А. Ф. Головин*. Исследование износа артиллерийских орудий. Изд. Артиллерийской академии, 1930 г.

Проф. Н. Ф. Дроздов*. 1. Сопротивление артиллерийских орудий и их устройство, ч. I, изд. Артиллерийской академии, 1934 г. *2. То же, ч. II (Затворы). 3. То же, ч. III (Автоскрепление). 4. Теория автоскрепленных труб по гипотезе максимальных деформаций ГАП, 1928 г. *5. Исследование напряжений в стволе 76,2-*мм* пушки. Литографированное издание. 6. Отчет об осмотре орудий береговых крепостей, 1898 г. 7. Отчет о заграничной командировке на металлургические заводы во Франции, Англии, Германии и Австрии, 1898. 8. Обновление артиллерийских орудий заменой трубы и вставкой тонких лейнеров. Доклады в междуведомственной комиссии при Арткоме по выбору специальных сортов стали. Ч. I, 1926 г. 9. Влияние повышенного давления в канале артиллерийского орудия на его прочность. Известия ВТА, т. II, Артиллерийский отдел, 1930 г. 10. Теория автоскрепления цилиндрических труб из специальной орудийной стали. „Известия Артиллерийской академии", т. I, 1932 г.

А. И. Дымов*. Теория прочности, коэфициент безопасности и допускаемые напряжения. 1932 г.

G. Kaiser. 1. Construction der gezogenen Geschützrohre. 1900 г. 2. Verschlüsse der Schnellfeuer-Kanone, 1896 г. * 3. Keilverschlüse, 1898 г.

К. В. Калакуцкий*. 1. Исследование внутренних напряжений в чугуне и стали. 1888 г. * 2. Определение давлений пороховых газов в стальных мелкокалиберных стволах при различных условиях.

О. Крель. Об изгибе артиллерийских орудий. 1892 г.

Акад. А. Н. Крылов. 1. О напряжении, вызываемом в упругой системе динамической нагрузкой. „Бюллетень НТК УВМС", 1930, IV в. 2. О предельных колебаниях орудия „Бюллетень НТК УВМС", 1928, ноябрь. *3. О расчете прогрессивной крутизны нарезов по условию постоянства давления на боевую грань. „Бюллетень НТК УВМС", 1928 г.

Лонгридж. Балистика. 1896 г.

P. Laurent*. 1. Resistance des bouches à feu. 2. Deculassement des bouches a feu.

Г. А. Смирнов-Аляев. Опыт сравнительного расчета ствола по различным гипотезам прочности. „Известия Артиллерийской академии", т. II, 1933 г.

Проф. Швинниг *. Конструкция и материал стволов огнестрельного оружия. Изд. Артиллерийской академии. 1937 г.

---

* Звездочкой отмечены основные источники, которыми пользовался автор при составлении настоящего труда.

Замеченные опечатки

Стр.	*Строка*	*Напечатано*	*Должно быть*	*По чьей вине*
59	(формула 64) 10 сверху	$q = \rho^{\frac{1}{n}} \left(\frac{r_{n+1}}{r_1} \right)^{\frac{1}{n}}$	$q = \rho^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{r_{n+1}}{r_1} \right)^{\frac{1}{n}}$	тип.
80	11 „	$= p_0 = E\gamma_\rho \frac{S^2 - r_1^2}{2r_1^2}$	$= p_0 = E\gamma_\rho \frac{\rho^2 - r_1^2}{2r_1^2}$	авт.
81	15 „	$\frac{d_н - d}{4}$	$\frac{d_н + d}{2}$	авт.

Л а р м а н Э. К., Проектирование и расчет орудийных стволов и затворов. Зак. № 974.